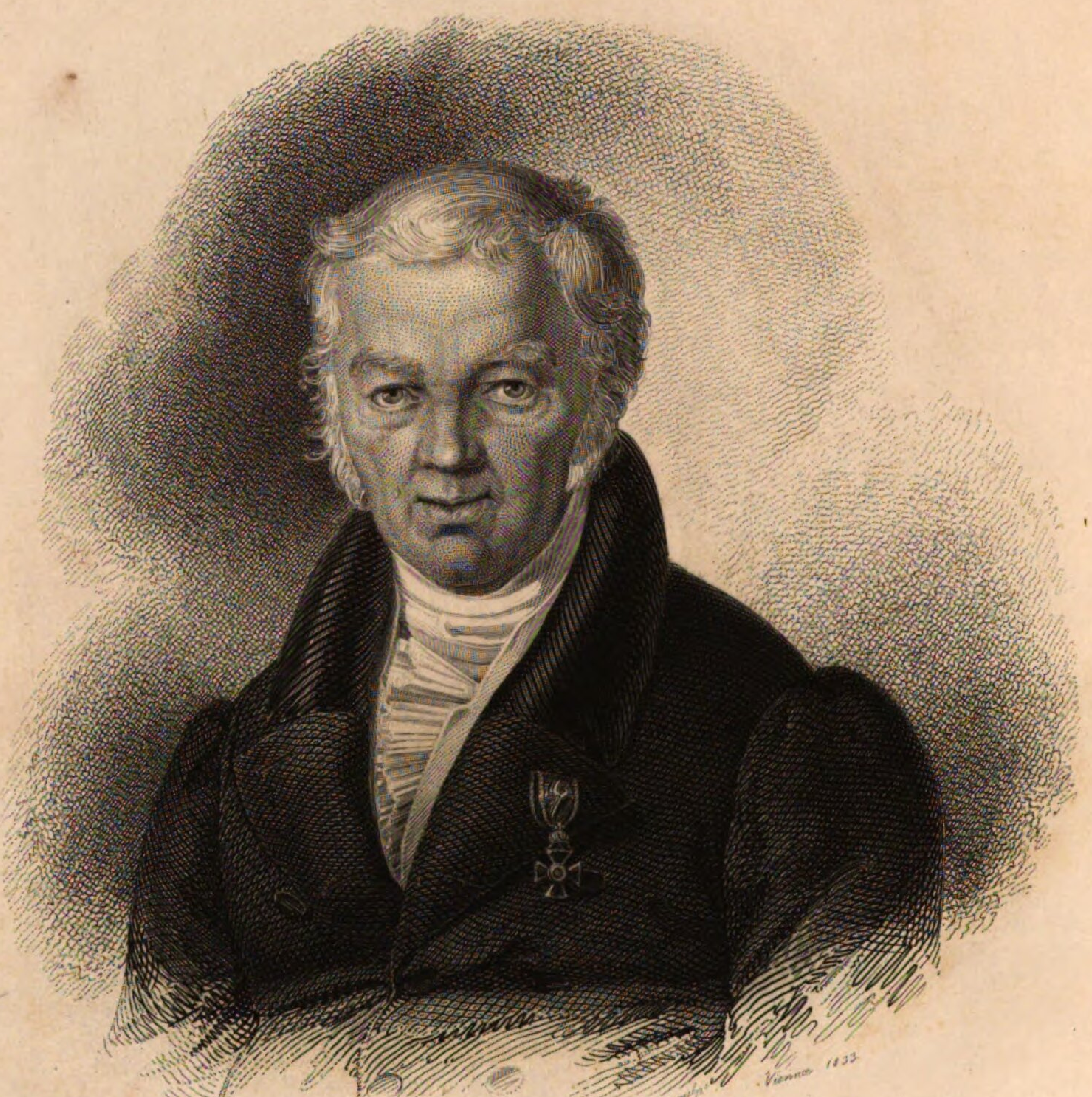
BHS III 102-3,1

Bay [illegible] tten- und Salzwerke
Aktiengesellschaft
Bi[illegible]thek:
Gruppe: III
B.Nr.: 102



Joh. Passini sculp. Viennae 1833

FRANZ JOSEPH RITTER VON GERSTNER

Doctor der Philosophie, k. k. Gubernialrath, Ritter des k. k. österreichischen
Leopoldordens, Director der physischen und mathematischen Studien an der
Universität, dann des technischen Institutes zu Prag, Profeſsor der höheren
Mathematik, Astronomie und der technischen Mechanik, k. k. Landeswaſserbaudirector,
im Königreiche Böhmen, Mitglied mehrerer gelehrten Gesellschaften.

Geboren zu Kommotau in Böhmen am 22.t Februar 1756, gestorben zu Mladiegow am 25.t Juni 1832.

Zu Gerstner's Mechanik, III Band.

Handbuch der Mechanik

von

Franz Joseph Ritter von Gerstner,

k. k. Gubernialrath, Ritter des [illegible]
Professor der Mechanik, [illegible]
[illegible]

aufgesetzt, mit Beiträgen von neuern englischen Konstruktionen
vermehrt und herausgegeben

von

Franz Anton Ritter von Gerstner.

Dritter Band.

Beschreibung und Berechnung grösserer Maschinenanlagen, vorzüglich
jener, welche bey dem Bau-, Berg- und Hüttenwesen vorkommen.

Mit 1 Porträt und 41 Kupfertafeln,
die in einem besondern Hefte beiliegen.

Wien.
Gedruckt bei J. P. Sollinger.
1834.

Handbuch der Mechanik

von

Franz Joseph Ritter von Gerstner,

k. k. Gubernialrath, Ritter des k. k. österreichischen Leopoldordens, Direktor des technischen Institutes zu Prag, Professor der Mechanik, Direktor der physischen und mathematischen Studien an der Universität, k. k. Landeswasserbaudirektor, und Professor der höhern Mathematik und Astronomie, Mitglied mehrerer gelehrten Gesellschaften,

aufgesetzt, mit Beiträgen von neuern englischen Konstrukzionen
vermehrt und herausgegeben

von

Franz Anton Ritter von Gerstner.

Dritter Band.

Beschreibung und Berechnung grösserer Maschinenanlagen, vorzüglich jener, welche bey dem Bau-, Berg- und Hüttenwesen vorkommen.

Mit 1 Portrait und 41 Kupfertafeln,
die in einem besondern Hefte beiliegen.

Wien.
Gedruckt bei J. P. Sollinger.
1834.

Handbuch der Mechanik

von

Franz Joseph Ritter von Gerstner,

k. k. Gubernialrath, Ritter des k. k. österreichischen Leopoldordens, Direktor des technischen Institutes zu Prag, Professor der Mechanik, Direktor der physischen und mathematischen Studien an der Universität, k. k. Landeswasserbaudirektor, und Professor der höhern Mathematik und Astronomie, Mitglied mehrerer gelehrten Gesellschaften,

aufgesetzt, mit Beiträgen von neuern englischen Konstrukzionen
vermehrt und herausgegeben

von

Franz Anton Ritter von Gerstner.

Dritter Band.

Beschreibung und Berechnung grösserer Maschinenanlagen, vorzüglich jener, welche bey dem Bau-, Berg- und Hüttenwesen vorkommen.

Mit 1 Portrait und 41 Kupfertafeln,
die in einem besondern Hefte beiliegen.

Wien.
Gedruckt bei J. P. Sollinger.
1834.

FRANZ JOSEPH RITTER [illegible]

[illegible]

Handbuch der Mechanik

von

Franz Joseph Ritter von Gerstner,

k. k. Gubernialrath, Ritter des k. k. österreichischen Leopoldordens, Direktor des technischen Institutes zu Prag, Professor der Mechanik, Direktor der physischen und mathematischen Studien an der Universität, k. k. Landeswasserbaudirektor, und Professor der höhern Mathematik und Astronomie, Mitglied mehrerer gelehrten Gesellschaften,

aufgesetzt, mit Beiträgen von neuern englischen Konstrukzionen
vermehrt und herausgegeben

von

Franz Anton Ritter von Gerstner.

Dritter Band.

Beschreibung und Berechnung grösserer Maschinenanlagen, vorzüglich jener, welche bey dem Bau-, Berg- und Hüttenwesen vorkommen.

Mit 1 Portrait und 41 Kupfertafeln,
die in einem besondern Hefte beiliegen.

Wien.
Gedruckt bei J. P. Sollinger.
1834.

Bayerische
Staatsbibliothek
München

Vorrede.

Das wissenschaftliche Publikum erhält hiermit den dritten Band des Handbuches der Mechanik, worin die Beschreibung und Berechnung grösserer Maschinenanlagen vorkommt. Da mein Vater nach dem unerforschlichen Beschlusse des Allerhöchsten am 25. Juni 1832 aus dieser Welt zu einem höhern Leben berufen wurde, so konnte derselbe nur bei der Bearbeitung der ersten 55 §. §. mitwirken, und mir blieb die Fortsetzung der Herausgabe allein überlassen. Es sind hiebei dieselben Grundsätze beibehalten worden, welche in dem ersten und zweiten Bande dieses Werkes aufgestellt sind, und ich habe mich so wie bei der frühern Redakzion bemüht, alle Gegenstände auf eine vollkommen deutliche und fassliche Art abzuhandeln.

Sachkundige Leser werden vorzüglich bei folgenden Gegenständen eine bessere Aufklärung finden, als sie bisher in den mechanischen Schriften angetroffen wurde. Die Bestimmungen über die Gestalt der Zähne und Getriebe wurden für alle in der Anwendung vorkommenden Fälle nach einfachen Grundsätzen abgeleitet; hieraus hat sich zugleich ergeben, dass die gewöhnlichen von den Mühlenbauern angenommenen Regeln für die Abrundung der Zähne keineswegs allgemein sind, und nur für einige besondere Fälle gelten. Die Grundsätze für den Bau der verschiedenen Räderwerke und einzelnen Maschinentheile, die Konstrukzion der Kuppellungen, der Aus- und Einrückungen der Maschinentheile, die Berechnung der Stärke der Zapfen, Schafte und Wellen sind Gegenstände von grösster Wichtigkeit für die praktische Mechanik. Die Beschreibung und Berechnung der Kraniche wurde hier umständlich behandelt, da diese nützliche Maschine in Deutschland mehr eingeführt zu werden verdient. Die Berechnung der Hand- und Maschinenschlagwerke zeigt, von der Erfahrung bestättigt, den bedeutenden Verlust an Arbeitskraft, welcher bei dem Gebrauche der erstern entsteht. Die Vergleichung der Theorie der Wirkung des Schlages bei Pfahlrammen mit den Erfahrungen, welche bereits vor 30 Jahren von *Woltman* in *Hamburg* angestellt wurden, gewährt eine überraschende Uebereinstimmung. Die Beschreibung und Berechnung der Maschinen, wodurch das Wasser bei Grundbauten ausgeschöpft wird, ist für jedermann, der mit Wasserbauten zu thun hat, von grösster Wichtigkeit. Sowohl dieser Gegenstand, als die Berechnung der Pumpen, Saug- und Druckwerke, dann der Wassersäulenmaschinen erscheint hier auf eine möglichst einfache Art vorgetragen, und mit den bekannt gewordenen Erfahrungen verglichen. Die Darstellung und Beschreibung der grossartigen Eisenwerksanlagen zu *Neujoachimsthal* und *Rostock* in Böhmen wird ohne Zweifel von allen jenen, die mit dem Eisenhüttenwesen in Verbindung stehen, mit grossem Interesse aufgenommen werden. Die Bewässerung der Grundstücke ist in ganz Deutschland, und man kann wohl behaupten, beinahe in ganz Europa vernachlässigt worden, während in der Lombardie seit mehr als tausend Jahren ein ordentliches Bewässerungssystem eingeführt wurde, dem man dort ganz vorzüglich einen hohen, in andern Ländern unbekannten Wohlstand und Reichthum verdankt. Die Darstellung dieses ganzen Systemes erschien daher als ein, für die Beförderung der vaterländischen Industrie ungemein wichtiger Gegenstand.

In der Lombardie hat die allgemein eingeführte Bewässerung der Grundstücke einer grossen Zahl von *Ingegneri, Agrimensori*, *Ragionieri* und *Periti* Beschäftigung bei der Anlegung und Aufsicht solcher Anstalten gegeben; bloss in der Stadt *Mailand* befanden sich nach dem *Diario per l'anno* 1833 *ad uso degli esercenti Arti Liberali*, *Milano*, *tipografia Malatesta di C. Tinelli*, 35 *Architetti*, 252 *Ingegneri-Architetti civili*, 412 *Ragionieri* und 49 *Agrimensori-Periti*, zusammen also 748 Personen, welche im Jahre 1833 bloss mit technischen Arbeiten für Private beschäftigt waren, und hiebei einen vortheilhaften Lebensunterhalt fanden. Von England ist es lange bekannt, dass es daselbst keine königlichen Baubehörden gebe, und alle technischen Unternehmungen bloss von Civil-*Engineers* ausgeführt werden; man weiss, dass ein *Rennie* und *Telford* daselbst mit gleicher Auszeichnug wie die ersten Staatsmänner behandelt werden, weil jedem Engländer wohl bekannt ist, wie viel der hohe Wohlstand seines Vaterlandes den Arbeiten solcher *Ingenieurs* verdankt. In Deutschland dagegen bemühen sich die meisten jungen Leute, welche die technischen Lehrkurse absolvirt haben, lediglich um Staatsanstellungen, und dadurch sind unsere technischen Behörden schon so überfüllt worden, dass die Aussichten bei denselben auf ein angemessenes Fortkommen immer geringer werden, während Fabrikanten und Hüttenwerksbesitzer ihre technischen Geschäftsführer noch häufig aus Frankreich und England kommen zu lassen genöthigt sind. Möchte doch unsere studirende Jugend sich endlich überzeugen, dass man bei dem technischen Fache, wenn man sich anders nützliche Kenntnisse erworben hat, auch ohne einer Staatsanstellung, als Privat- oder Civil-*Ingenieur* vollauf zu thun finden, seinen Mitbürgern nützlich werden, und sich ein angemessenes Einkommen verschaffen könne! —

Wenn ein Schriftsteller von den Abnehmern seiner Werke wiederholt und dringend angegangen wird, sein Buch mit möglichster Umständlichkeit, ohne Rücksicht auf den hiedurch grösser werdenden Umfang zu vermehren, so muss ihm diess in jedem Falle als eine lohnende Aufmunterung für seine Mühe erscheinen. Diess ist nun bei dem vorliegenden Handbuche der Mechanik gar sehr eingetreten, indem viele und zwar ausgezeichnete Abnehmer dieses Werkes gegen mich ihren Wunsch aussprachen, dass die in der Maschinenlehre darzustellenden Anlagen mit möglichster Umständlichkeit vorgetragen würden. Die Baubeamten verlangten eine ausführliche Behandlung der Maschinen, welche bei dem Bauwesen vorkommen, die Hüttenbeamten eine ausführliche Darstellung der Maschinen des Hüttenwesens, die Fabrikseigenthümer endlich eine detaillirte Ausführung der Fabriksmaschinen. Diesen verschiedenen Anforderungen konnte mit einem Bande nicht Genüge geleistet werden; ich entschloss mich daher, vorerst jene Maschinen aufzunehmen, welche bei dem Bauwesen, dann dem Berg- und Hüttenwesen vorkommen. Die andern Maschinen, welche in diesem Bande noch nicht erscheinen, sollen nach der Rückkehr von meiner gegenwärtig anzutretenden Reise, die sich über den grössten Theil des kultivirten Europa erstrecken wird, mit allen Erfahrungen vermehrt, die ich in dieser Zeit machen werde, erscheinen; diejenigen neuen Beiträge aber, welche zu jenen Gegenständen gehören, die in diesen drei Bänden schon behandelt sind, sollen dann in einem Supplement-Bande bekannt gemacht werden.

Die Schwierigkeiten, welche sich schon bei der Bearbeitung der ersten zwei Bände, obgleich selbe mehr der Theorie gewidmet sind, zeigten, wurden bei der Herausgabe dieses dritten Bandes oder der eigentlichen Maschinenlehre weit grösser, indem sich leider in sämmtlichen bisher erschienenen Schriften beinahe keine verlässigen Erfahrungen über die Leistungen grösserer Maschinenanlagen vorfinden, die mit den theoretischen Berechnungen verglichen, zur Bestimmung jener in unsern Formeln vorkommenden Grössen dienen könnten, die sich lediglich nur aus der Erfahrung ableiten lassen. Ich habe diese Schwierigkeit bei jedem Gegenstande gefühlt, und begreife es wohl, warum selbst ein in diesem Fache sehr tüchtiger Schriftsteller, — warum ein *Eytelwein* seine schon im Jahre 1804 öffentlich angekündigte Maschinenlehre noch immer nicht herausgegeben hat.

Bei dem Mangel von Erfahrungen über die, bei dem Berg- und Hüttenwesen vorkommenden Maschinenanlagen fand ich es angemessen, im September 1832 eine Bereisung der Berg- und Hüttenwerke in Oesterreich, Steyermark, Kärnthen, dem Oesterr. Küstenlande und dem Lombardisch-Venezianischen Königreiche anzutreten, welche mich bis Ende April 1833 beschäftigte. Mit grossem Bedauern muss ich aber gestehen, dass die Ausbeute auf dieser Reise weit unter meinen Erwartungen blieb, und daher auch nur wenige Gegenstände, wie z. B. das Lombardische Bewässerungssystem, die Wassersäulenmaschine zu *Kreuth* in Kärnthen und einige andere minder wichtige technische Anlagen in dieses Werk aufgenommen werden konnten. Bei der grossen Menge der andern von mir auf jener Reise besichtigten Maschinenanlagen fand ich entweder nicht jene Vollkommenheit, um die Leistungen solcher Maschinerien mit der Rechnung zu vergleichen und als Muster für ähnliche Anlagen anzuführen, oder auch war die Lokalität und andere Verhältnisse wieder von solcher Art, dass entweder die Vornahme genauer Versuche ohne sehr kostspieligen Abänderungen und Störungen im Gange des Maschinenwerkes unmöglich war, oder endlich auch solche Versuche wegen andern eingetretenen Umständen zu keiner Vergleichung und Entgegenhaltung mit der Theorie dienen konnten. Uebrigens sind auch die Vorsteher von Industrialwerken, selbst wenn die letztern Staatseigenthum sind, und daher zur Belehrung des übrigen Publikums dienen sollten, nicht immer bereitwillig, die Anstellung genauer Versuche zu gestatten. Was ich sonach bei dieser meiner letzten Reise bewährt fand, um in ein Werk aufgenommen zu werden, woraus das technische Publikum gründliche Belehrung zu schöpfen vermag, diess erscheint hier aufgenommen, allein die behandelten Gegenstände sind hiemit keineswegs erschöpft.

Wir befinden uns in einem Zeitalter, wo technische Wissenschaft und Erfahrung grosse Fortschritte machen, und wo insbesondere die beiden Hauptpfeiler der Industrie — Mechanik und Chemie — eine immer grössere Anwendung finden. Zur Ehre für unsere Chemiker ist es bekannt, dass Künste und Gewerbe grosse Fortschritte jenen Erfindungen verdanken, welche aus den chemischen Laboratorien ausgingen. Leider ist diess mit der Mechanik noch nicht der Fall; die meisten Unternehmungen werden in diesem Fache auf das Gerathewohl ausgeführt, und tragen häufig schon in ihrem Beginnen den Keim zu ihrer spätern Auflösung. Im Fache der Mechanik dürfte nicht der zehnte Theil jener für die Anwendung brauchbarer Schriften, wie in der Chemie zu finden seyn. Vielleicht liegt der Grund auch darin, dass unsere chemischen Laboratorien bei allen öffentlichen Anstalten weit besser dotirt sind, als die mechanischen Kollegien; die Zahl der Professoren, welche Chemie vortragen, ist weit grösser, als jene der Professoren der Mechanik. Bei dieser Zurücksetzung eines so wichtigen Hebels der Industrie, als es die Mechanik vorzüglich in neuern Zeiten geworden ist, konnte der Erfolg auch nicht bedeutend seyn. Bis zur Stunde fehlen uns noch genaue, in etwas grössern Masstabe angestellte Versuche über die wichtigsten hydraulischen Grundsätze; Versuche aber, welche mit grössern hiefür eigends erbauten Maschinenanlagen vorgenommen worden wären, fanden noch bei keiner Lehranstalt in ganz Europa Statt.

Unter solchen Umständen glaubte ich, dass es für die Erweiterung vorzüglich unserer hydraulischen Kenntnisse von grossem Vortheile wäre, wenn Versuche mit aller möglichen Genauigkeit in grossem Masstabe an einem hiezu geeigneten Orte während einer Reihe von Jahren angestellt, und die Resultate derselben dem Publikum bekannt gemacht würden. Auf meinen vielen Reisen hat sich mir keine so vortheilhafte Lokalität dargeboten, als jene an der zweiten Schleusse des Kanales von *Pavia* zunächst der Stadt *Mailand*; dort findet sich, wie §. 146 angeführt wird, ein zu allen Jahreszeiten gleicher Wasserstand und eine sehr bedeutende disponible Wassermenge. Auf mein Ansuchen wurde mir die Konzession zur Benützung dieser Wasserkraft unter dem 7. April 1833 für die Errichtung einer, für die *Lombardie* sehr wichtigen Industrial-Anstalt verliehen, und ich hoffe hiemit meinen weitern Zweck, hydraulische Versuche im Grossen auszuführen, zu verbinden, und dem technischen Publikum binnen einigen Jahren hierüber Nachricht zu geben.

Ich muss übrigens zur Beseitigung mancher irrigen Meinungen hier erklären, dass ich meine frühern drei Reisen nach Frankreich und England, so wie alle Bereisungen in Deutschland und den österreichischen Staaten, bloss als Privatmann vorgenommen und hiezu, so wie zur Herausgabe des Handbuches der Mechanik von der k. k. Oesterr. Regierung weder eine Unterstützung angesucht, noch erhalten habe. Dasselbe betrifft meine gegenwärtige, auf wenigstens zwei Jahre sich auszudehnende Bereisung der vorzüglichsten Staaten von Europa.

Wien den 20ten July 1834.

Franz A. R. v. Gerstner.

Verzeichniss

der

P. T. Herren Pränumeranten.

Privat-Bibliothek Sr. Majestät des Kaisers von Oesterreich.

Se. kais. Hoheit der Durchlauchtigste Herr Erzherzog Franz Carl.

„ „ „ „ „ „ „ Carl Ludwig. 2 Ex.

„ „ „ „ „ „ „ Joseph Anton.

„ „ „ „ „ „ „ Anton Victor.

„ „ „ „ „ „ „ Johann Bapt.

„ „ „ „ „ „ „ Maximilian Johann.

America.

Die Herren
Dobsen, Judah, Buchhändler in Philadelphia.
Heimbürger, C., Bergwerks-Canditat.

Die Herren
Saynisch, Doctor in New-York.

Anhalt-Bernburg.

v. Busse, Friedr. Rudolph, herzogl. Anhalt-Bernburgscher Bergkommissionsrath in Bleichendorf.
Bennicke, Bergassessor in Harzgerode.
Morrmann, Baumeister in Ballenstädt.

Anhalt-Cöthen.

Se. Durchlaucht der regierende Herzog Heinrich, zu Anhalt-Cöthen.

Anhalt-Dessau.

Fritsche, J. C., & Sohn, Buchhändler in Dessau.
Kammer, herzogliche, in Dessau.
v. Lattorf, C., Rittergutsbesitzer in Klieken bei Coswig.

Baden.

Braun'sche Hofbuchhandlung in Carlsruhe. 2 Exempl.
Dietzsch, E. G., Verwalter auf den Eisenwerken in Trippstadt.
Groos, C., Buchhändler in Heidelberg.
Groos, Chr. Theod., Buchhänd. in Carlsruhe. 28 Ex.
Hofbibliothek, grossherzogliche, in Carlsruhe.
Jirusch, Geometer in Donaueschingen.
Link, Universitäts-Mechanikus in Freiburg.
Marx'sche, D. R., Buch- u. Kunsthand. in Carlsruhe.
Messner, Jakob, Lehrer der prakt. Mechanik am polytechnischen Institute in Carlsruhe.
Kessler, Emil, Cand. der Maschinenkunde in Carlsruhe.
Schönecker, Hammerwerksbesitzer in Villingen.
Universitätsbibliothek in Freiburg.
Winter, Chr. Fr., Buchhändler in Heidelberg. 6 Ex.
Wüstner, Baumeister in Mannheim.

Baiern.

Abendantz, Joh. Matth., Gutsbesitzer in Distelhausen.
Baubehörde, königl., oberste, in München.
Bechtler, Hüttenmeister in Regensburg.
v. Becker, Peter, Ingenieur-Oberst in Ingolstadt.
Beck, Gottl., Zögling der polyt. Schule in München.
Bernatz, Math., Bau-Conducteur in Straubing.
Bestelmeyer, Kaufmann in Nürnberg.
Bibliothek des 2. k. Artillerie-Regiments in Würzburg.
Blessmann, Bau-Schaffner in Kaiserslautern.
Brandenburg, Heinr., Bürgermeister in Wunsiedel.
Denis, Bauingenieur in Zweibrücken.
Dingler, Herausgeber des polyt. Journals in Augsburg.
v. Dollhofen, A., k. Kreis-Ingenieur in Baireuth.
Dürig, B., kön. Oberzoll-Inspektor in Bamberg.
Erdinger, J., königl. Bau-Inspektor in Nürnberg.
Felsecker, Carl, Buchhändler in Nürnberg.
Finsterlin, Joseph Anton, Buchhändler in München.
Fleischmann, Ernst Aug., Buchh. in München. 2 Ex.
Franz, Georg, Buchhändler in München. 2 Exempl.
Fuchs, Bergrath in Eichstädt.

Die Herren
Gerstner, Johann, Landgeometer in Baireuth.
Gewerbschule, in Hof.
Götzl, Kaufmann in Freising.
Grau, Gottfried Adolph, Buchhändler in Hof.
Hagen, Christoph, 1ter Bürgermeister in Baireuth.
Hartmann, Bau-Conducteur iu Neu-Oettingen.
Hunt, Graf in München.
v. Imhof-Spielberg, Jos., Freiherr, fürstl. Taxischer Regierungsrath in Regensburg.
Industrie-Verein, in Würzburg.
v. Jenisch & Stage'sche Verlagshandlung in Augsburg. 2 Exemplare.
Keck, Joseph, k. Artillerie-Oberlieutenant in München.
Knorr, königl. Ministerialrath in München.
Krafft, Alex., k. Regier. u. Kreisbaurath in Baireuth.
v. Kreitmayr, Freiherr, königl. bair. Kämmerer, Gutsbesitzer in Hatzhofen.
Lindauer'sche, Joseph, Buchh. in München. 15 Ex.
Literarisch-artistische Anstalt in München. 5 Exemplare.
Minsinger, Professor in Augsburg.
Müller, K. H., Fabrikant in Wunsiedel.
v. Montigny, Freiherr, königl. Bau-Conducteur in Deggendorf.
v. Pachmann, Alois, Freiherr, königl. Bezirks-Ingenieur in Nördlingen.
Rattinger, Joseph, k. Kreis-Ingenieur in Baireuth.
Regierungs-Bau-Bureau, königl. in Ansbach.
» » » » » Baireuth. 2 Ex.
» » » » » Regensburg.
» » » » » Speyer.

Die Herren
Reidler, A., Direktor der technischen Zeichenschule in Bamberg.
v. Reuter, Professor in Bamberg.
Reuter, Professor in Aschaffenburg.
Riegel & Wiessner'sche Buchhandlung in Nürnberg.
Ritter, in Zweibrücken.
Ritter, Joh., Bau- und Maurermeister in Wunsiedel.
Scharitzer, Papierfabrikant in Passau.
Schelf, Salinen-Inspektor, Saline Dürkheim a. d. Hardt.
Schierlinger, Fr., königl. Bezirks-Ingenicur in Bamberg.
Schmauss, Friedr., königl. Major und Festungs-Bau-Direktor in Germersheim.
Schritter, Bau-Conducteur in Regensburg.
Schürer, Joseph, Tabakfabrikant in Würzburg.
Schule, polytechnische, in Nürnberg.
Schwarze, F., k. Bezirks-Ingenieur in Windsheim.
v. Steinheil, Particulier in München.
Stitzinger, Zimmermeister in München.
Strauss, kön. Bezirks-Ingenieur in Reichenhall.
v. Streber, Bürgermeister in Bodenwöhr.
Studien-Anstalt, kön., in Zweibrücken.
Verein, das polytechnische, in Augsburg.
Vogel, Regierungs-Kanzellist in Baireuth.
v. Wächter, Heinrich, k. Landrichter in Wunsiedel.
Wagner, Sebastian, königl. Bau-Inspekzions-Verweser in Ansbach.
v. Wangenheim, Wilhelm, Freiherr, fürstl. Leiningscher Kammer-Assessor in Amorbach.
Zeichenschule, technische, in Wunsiedel.

Belgien.

Se. Mäjestät Leopold I., König der Belgier.
Textor, F., k. Plantagier-Meister auf Schloss Loo.

Braunschweig.

v. Cramm, Landdrost in Braunschweig.
Hartmann, Carl Friedr. Alex., Dr., Berg-Commissär in Blankenburg.
Herold, Friedr., Floss-Inspektor in Heimburg.
Liebau, Baurath in Braunschweig.
Röbber, Land-Bau-Inspektor in Braunschweig.

Dänemark.

Bibliothek, Classen'sche, in Copenhagen.
» des Ingenieur-Corps in Copenhagen.
» grosse königl., in Copenhagen.
Brummer, Fr., Buchhändler in Copenhagen. 2 Ex.
Dyssel, Professor in Copenhagen.
Gude, H. H., Kaufmann in Schleswig.
Gyldendal'sche Buchhandlung in Copenhagen.
Heyck, Med. Dr. in Altona.
Institut, das polytechnische, in Copenhagen.
Kolby, Ritter v., Hafenbaumeister in Copenhagen.
Meins, Postbevollmächtigter in Glückstadt.
v. Nehus, L., Capitain beim Ingenieur-Corps in Altona.
Poulsen, Inspektor beim Strassenbau in Copenhagen.
v. Scavenius, Kammerjunker in Copenhagen.
Schwers, W., in Kiel.
Universitäts-Bibliothek in Copenhagen.
» » » Kiel.
Universitäts-Buchhandlung in Kiel.

England.

Sir John Rennie, Civil-Engineer in London.

Frankreich.

Foy, Ingenieur des mines de France in Paris.
Risler, J., & Compagn., Buchhändler in Mühlhausen.
Rolle, Friedr., & Schwilgue, Maschinenfabrikant in Strassburg.
Treuttel & Würtz, Buchhändler in Strassburg. 2 Ex.

Freie Städte.

Bremen, Frankfurt a. M., Hamburg, Lübeck.

Schünemann Carl, in Bremen.
Stadt-Bibliothek in Bremen.

Die Herren
Andrä'sche Buchh. in Frankfurt am Main. 4 Ex.
Basse Carl, in Frankfurt am Main.
Cramer E., Cand. in Frankfurt am Main.
Eichenberg, Philipp W., in Frankfurt a. M. 3 Ex.

Die Herren
Etling, Mechaniker in Frankfurt a. M.
Heitefuss, Gebrüder, in Frankfurt a. M.
Wilmans, Fr., Kunst- und Sortimentshandlung in Frankfurt am Main.

Abendroth, A. A., Dr. Juris in Hamburg.
Cramm, Stabsadjutant in Hamburg.
Heinrich, P. G., Ingenieur in Hamburg.
Herold, Joh. Gottl., jun., Buchh. in Hamburg. 2 Ex.
Hoffmann & Campe, Buchh. in Hamburg. 5 Ex.
v. Kocford, Major in Hamburg.
Perthes u. Besser, Buchhändler in Hamburg. 3 Ex.
Repsold, Spritzenmeister in Hamburg. 2 Exemplare.
Schuberth & Niemeyer, Buchh. in Hamburg. 2 Ex.
Stiefvater, S, Baumeister in Hamburg.
Wehnke, H. M., Mechanikus und Kunstmeister der Wasserkunst in Hamburg.

Beel, Kaufmann in Lübeck.
v. Bülzingslöwen, Lieutenant in Lübeck.
Gesellschaft zur Beförderung gemeinnütziger Thätigkeit in Lübeck.
Haase, Lehrer in Lübeck.
Kollmann, Architekt in Lübeck.
Spetzler, Stadtbaumeister in Lübeck

Griechenland.

Regentschaft, königl. griechische, in Nauplia.
v. Spiess, M., Oberlieut. beim k. griech. Ingen. Corps.

Hannover.

Ahrend, Bergmeister in Goslar.
Artillerie-Schule, königl., in Hannover.
Berg- und Forst-Schule in Clausthal.
Beverin'sche Bibliothek in Hildesheim.
Biblioth. Paedagog. in Ilfeld.
Block, polytechn. Schüler in Hannover.
Bretschneider, in Hannover.
Dammert, in Hannover.
Dincklage, Wasser-Bau-Inspektor in Winsen a. A.
Dodt, Wasser-Bau-Inspektor in Hitzacker.
Doeltz, Land Bau-Inspektor in Osnabrück.
Droste, Bau-Eleve in Hannover.
Fiedler, Mühlenpächter in Hannover.
Gauch, Hofrath in Göttingen.
Generaldirection des Wasser-Baues in Hannover.
Gewerbsschule, höhere, in Hannover.
Hannover'sche k. Landwirthsgesellschaft in Celle.
Hollenberg, Landbau-Conducteur in Hannover.
Ingenieur-Schule in Stade.
Karmarsch, C., Professor am polytechn. Institute in Hannover.
v. Laffert, königl. Bergamts-Assessor in Clausthal.
Landdrostei, königl., in Stade.
Laves, Inspektor in Lüneburg.
Meyer, geheimer Kanzley-Sekretär in Hannover.
Mühlenpfordt, Maschinendirektor in Clausthal.
Pfordt, Hüttenkontrollor in Veckerhagen.
Plener, Wegbau-Inspektor in Hannover.
Prott, Oberst in Hannover.
Quentin, Bergakademiker in Göttingen.
Schulze'sche Buchhandlung in Celle.
Unger, Ingenieur-Capitän in Hannover.
Volkmar, Bergakademiker in Göttingen.
Wellenkamp, Landbaumeister in Hildesheim.
Witting, Hofbaurath in Hannover.
Wlaksen, Mühlenbesitzer in Bierbaumsmühle.

Hessen-Cassel.

Bibliothek, churfürstl., des Generalstabes in Cassel.
» der Oberbaudirection in Cassel.
» des Artillerie-Regiments in Cassel.
Buff, Dr., Lehrer an der polytechn. Schule in Cassel.
Elwert, N. G., Buchhändler in Marburg. 4 Exempl.
Ey, Carl, Geschworner u. Markscheider in Richelsdorf.
Ries, Salinen-Assessor in den Salinen bei Allendorf.
Schmidt, Mühlenbeständer in Cassel.
Schreiber, Faktor in Allendorf.
Tasch, Georg, Landbaumeister in Schmalkalden.

Hessen-Darmstadt.

Beringer, C. F., Hammerherr.
Heyer'sche Hofbuchhandlung in Darmstadt.
Jungk, Mechanikus in Giessen.
Külp, E., Dr. Lehrer an der Realschule in Darmstadt.
Kupferberg, Florian, Buchhändler in Mainz. 2 Ex.
Moller, Hofbaudirektor in Darmstadt.
Müller, Kreisbaumeister in Giessen.
Opfermann, Kreisbaumeister in Mainz.
Pabst, Ludwig, Buchhändler in Darmstadt.
v. Rabenau, Forstmeister in Hungen.
Rasor, Ingenieur in Worms.
Schneider, Landbaumeister in Mainz.
Universitäts-Bibliothek in Giessen.
Wernher, Particulier in Darmstadt.
Wilhelmi, Gradirungs-Inspektor, Saline Nauheim.

Hohenzollern-Sigmaringen.

Diesch, Strassenbau-Inspektions-Verweser und Baurath in Sigmaringen.

Holland.

Die Herren

Departement des Grossmeist. der Artillerie in Haag.

Lymburg, Graf v. Styrum, Lieutenant im Genie-Corps in Breda.

Militär-Academie, königl., in Breda.

Müller, General-Maj. u Command. d. Fest. Goricum.

Die Herren

Müller, J., & Comp., Buchhändler in Amsterdam.

Roemelingh, J., in Gröningen.

Smit, M., Buchhändler in Gröningen.

Sülpke, Carl Gottlob, Buchhändler in Amsterdam.

Lippe-Detmold.

Mayer'sche Hofbuchhandlung in Lemgo.

Mecklenburg-Schwerin.

Gerdess, Rektor in Ludwigslust.

Stiller'sche Hofbuchh. in Rostock & Schwerin. 2 Ex.

Mecklenburg-Strelitz.

Bibliothek, grossherzogliche, in Neu-Strelitz.

Wedecke, Bau-Conducteur in Neu-Brandenburg.

Nassau.

Hehl, Joh., Dr. Leh. der Math. u. Phys. in Weilburg.

Ritter'sche Buchhandlung in Wiesbaden. 2 Exemplare.

Oesterreich.

a. Böhmen.

Achrenthal, Freiherr von, k. k. Appellations-Vice-Präsident in Prag.

Albertha, k. k. Strassenkommissär und Ehrenbürger in Eger. 6 Exemplare.

Alster, Anton, f. Fürstenberg. Waldbereit. in Pregl.

Se. Durchlaucht Fürst *Auersberg, Carl, in Prag.*

Bamberger, Jakob, Wirthschaftssekretär in Prag.

Barth, Franz Carl, Buchhändler in Prag.

Bauamt, städtisches, in Prag.

Bauer, k. k. Strassenbaud.-Prakt. in St. Georgenthal.

Baumann, Wolfgang, Schichtmeister in Promenhof.

Beer, k. k. Strassenbaudirekt. Praktikant in Saaz.

Bellot, Niklas, k. k. priv. Zündhüt.-Fabr. in Prag.

Benatzky, Anton, Amts-Adjunkt in Schlan.

Benda, Joseph, Techniker in Prag.

Benedetti, Johann, Prakt. auf der k. k. Kameralherrschaft Pardubitz.

Bergamt, k. k. in Mies.

Bergoberamts-Bibliothek in Przibram.

Bibliothek des Leitmeritzer Gymnasiums.

Boehm, k. k. Strassenmeister in Haida.

Bohaczek, Johann, Techniker in Prag.

Bohatsch, Ferdinand, Techniker in Prag.

Bohutinsky, Prokop, Oberförster in Obeznitz.

Bolzano, Ludwig, Edler von Kronstadt, Grosshändler in Prag.

Borrosch & André, Buchhändler in Prag 4 Exempl.

Borzitzky, k. k. Strassenmeister in Podiebrad.

Boschek, Franz, Mechanikus in Prag.

Brandl, k. k. Strassenmeister in Hirschberg.

Braun, Buchhändler in Klattau. 3 Exemplare.

Brendl, k. k. Strassenbaudirekt. Prakt. in Ugezd.

Bretter, k. k. Strassen-Kommissariats-Verweser in Chrudim.

v. Brunnberg, L., Oberamts-Kassekont. in Przibram.

Brzorad, Joseph, Gutsbesitzer in Prag.

Bubenik, Anton, kaiserl. Müller in Pardubitz.

Bund, Ferdinand, Forstingenieur in Kreibitz.

Calve'sche Buchhandlung in Prag. 8 Exempl.

Chladek, Joseph, k. k. Strassenmeister in Kamnitz.

Se. Excell. Graf Chotek, Carl, Oberstburggraf in Prag.

Conrad, Anton, Techniker in Prag.

Cori, Eduard, Techniker in Neuhaus.

Cramer, k. k. Strassenmeister in Haid.

Cybulka, Peter, k. k. Strassenmeister in Böhm. Brod.

Czechtizky, Carl, k. k. Landeswasser-Baudirekt. Prakt. in Prag.

Czermak, Mathias, fürstl. Lichtenstein'scher Ingenieur in Schwarz-Kosteletz.

Czizek, Johann, k. k. Strassenmeister in Eger.

Damm, Franz, Med. Dor. in Carlsbad.

David, Alois, k. k. Professor und Astronom in Prag.

Dellisch, Prok., k. k. Strassenkomm. in Bischofteiniz.

Diglass, Inspekt. der k. k. Catast. Vermess. in Pisek.

Dirnböck, Buchhändler in Prag. 2 Exempl.

Dollezal, Georg, Techniker in Prag.

Dormitzer, Leopold, Fabriksinhaber in Prag.

Dormitzer, Nathan, Grosshändler in Prag.

Duchoslaw, Carl, bürgl. Baumeister in Prag.

Dückelmann, städt. Bauverwalter in Prag.

Effenberg, Franz, Strassenbaudirekt. Prakt. in Münchengrätz.

Eggenberger, J. L, Buchhändler in Prag. 3 Ex.

Eibicht, Leopold, Müllermeister in Kaaden.

Enis, Franz Joseph, Freiherr v. Utter u. Iveaghe, k. k. Kämmerer u. pension. Major in Prag.

Epstein, Ephraim, Fabriksinhaber in Prag.

Erxleben, Eduard, k k. priv. Fabrikant in Landskron.

Esch, Jos., k. k. Oberbaudir. Amtsingenieur in Prag.

Ettel, Gabriel, Papierfabrikant in Hohenelbe. 2 Ex.

Faltis, Wenzel, in Leutomischl.

Fiedler, Carl August, Grosshändler in Prag.

Fiedler, Jos., Strassen-Komm. in Münchengrätz.

Filaus, Franz, Baumeister in Pilsen.

Fischer, Carl, Tuchfabrikant in Teplitz.

Fischer, Johann, J. U. D. in Prag.

Fischer, Edler v. Röslerstam, Joseph Emanuel, Fabrikant in Nixdorf.

Fischer, Ludwig, Architekt in Prag.

Fleischinger, Friedrich, Techniker in Prag.

Die Herren
Focke, Joseph, Techniker in Prag.
Folkmann, Johann, Techniker in Prag.
Franz, Emanuel, Techniker in Prag.
Franz, J., k.k. Bergmeist. u. Bergricht. in Kuttenberg.
Fritz, Carl, k. k. Kreis-Ingenieur in Gitschin.
Füssl, W. J., fürstl. Löwenstein. Bau-Ingenieur in Haid.
Geitler, S. Chr., Kaufmann in Prag.
Gelinek, Joseph, Zimmermeister in Elbogen.
Gerzabek, k. k. Strassenbaudirek. Prakt. in Zditz.
Gerzabek, W., k k. Kreis-Ingenieur in Leitmeritz.
Gintel, J., Bauing. d. k k. Prag. Eisenbahn in Prag.
v. Glacz, Jos , k. k. Mappirungs-Inspektor in Prag.
Gnad, k. k. Strassenmeister in Pilsen.
Goldstein, Sigmund, Gutsbesitzer u. Fabriksinhaber in Prag.
Gotschy, k. k. Strassenbaudirekt. Prakt. in Buchau.
Graber, Joseph, Teckniker in Prag.
Grimm, F., k. k. Schichtamtsverw. in Bergreichenstein.
Grohmann, F., Müllerm. in St. Georgenthal. 2 Ex.
Grohmann, in Haid.
Grosse, Wilhelm, Techniker in Prag.
Grun, Johann, in Nadvoy.
Grübel, Bauing. d. k. k. Prag. Eisenbahn in Prag.
Grün, Fr., in Bergreichenstein
Grüner, Joh., k. k. Markscheide-Adjunkt in Nogyeg.
Günzel, Carl, Techniker in Prag.
Haase Söhne, Buchhändler in Prag.
Haidinger, Wilhelm, Privatgelehrter in Elbogen.
Hanf, Isidor, k. k. Strassen-Kommissär in Klattau.
Hanusch, k. k. Strassenbaudir. Prakt. in Wittingau.
Hauptmann, Carl, k. k. Strassenmeister in Gitschin.
Hayd, Ferd., Schichtamts-Verwalter in Reichenau.
Heinz, Florian, k. k. Strassenmeister in Wollin.
Herbig, Franz, Techniker in Prag.
Herz, H. E., Besitzer einer Zucker-Raffinerie in Prag.
Herzig, Alois, Techniker iu Prag.
v. Hetzendörf, Eduard, in Neu-Joachimsthal.
Heyrowsky, C., k. k. Pochwerksschaff in Przibram.
Hippmann, Fr., Markscheider in Ginetz.
Hlawsa, Mühlbesitzer in Prag.
Hlawsa, Cosmas, Techniker in Prag.
Hocke, Johann, Revierförster in Schönfeld.
Hohenstög, Ritter von, Joseph, Techniker in Prag.
Holk, k. k. Strassenmeister in Jungferteinitz.
Homme, k. k. Strassenbaudirekz. Prakt. in Pisek.
Horak, Jos., k. k. Mappir. Geometer in Budweis.
Horak, Wenzel, Techniker in Prag.
Horst, fürstl. Fürstenberg. Berg- und Hütten-Officiant in Neuhütten.
Hostinsky, Wenzel, Techniker in Prag.
Hübner, Anton, Techniker in Prag.
Hüttel, Wirthschaftsrath in Prag.
Itterheim, Jos., k. k. Baudirekz. Prakt. in Prag.
Jablonka, Carl, Rentmeister in Strakonitz
Jahn, Egid, techn. Bauamts-Kanzellist in Pardubitz.
Jahn, Johann, k. k. Strassenkomm. Verweser in Melnik.
Jahn, Joseph, k. k. Strassenmeister in Beraun.
Jahn, Moritz, k. k Kreis-Ingenieur in Chrudim.
Jahnel, Moritz, Baupraktikant in Prag.
Janko, Robert, Techniker in Prag.
Jansa, Bauverwalter in Prag.
Jelinek, Anton, in Prag.
Jerusalem, J. M., Fabriksinhaber in Prag.
Jerusalem, Leop., k. k. priv. Kattunfabrik. in Prag.
Jerusalem, Grosshändler in Prag. 2 Exemplare.
Jungmann, Markscheider in Neu-Joachimsthal.
Kaitzl, Anton, fürstl. Schwarzenberg. Bauamts-Adjunkt in Zittolieb.
Kaltofen, Franz, Techniker in Raudnitz.
Kampmüller v. Langholsen, k. k Oberstl. und Fortifikations-Lokal-Direktor in Theresienstadt.
Kastner, J. N., Kaufmann in Prag.
Kautzky, Siegmund, Administrator in Mühlhausen.
Kepka, Bart., k. k. Strassenbaudir. Prakt. in Skurow.
Klein, Lazar, Techniker in Prag.

Die Herren
Knorr, k. k. Strassenmeister in Skalitz.
Kobrtsch & Gschihay, Buchhändl. iu Eger. 5 Ex.
Köchlin & Singer, pr. Kattunfabr. in Jungbunzlau.
Körner, k. k. Strassenmeister in Horazdowitz.
Koppmann, Adolph, Prälat des Stiftes Tepl.
Kottnauer, Martin, k. k. Kreis-Ingenieur in Prag.
Kraumann, Carl, Techniker in Prag.
Kraus, Wenzl, k. k. Hofbauamts-Verwalter in Prag.
Krauschilka, k. k. Strassenbaudir. Prakt. in Prag.
Krombholz, Joseph, beeideter Landmesser.
Kronberger & Weber, Buchhändler in Prag.
Kubesch, Moritz, k. k. Baudirek. Praktik. in Prag.
Kubow, Joh., k. k. Wasserbaudir. Bauführer in Prag.
Kubricht, Johann, k. k. Strassenaufseher in Tabor.
Kudernatseh, Access. der mont. Buchh. in Przibram.
Kügler, Jos. k. k. Landesbaudirekz. Prakt. in Prag.
Kukla, Franz, Techniker in Prag.
Kussy, Joseph, Techniker in Prag.
Lämmel, Edler von, Leopold, Grosshändler in Prag.
Lego, Emanuel, Techniker in Prag.
Leitenberger, k. k. priv. Kattunfabr. in Reichstadt.
Leonhart, Ferd., k. k. Gubernial-Concipist in Prag.
Lerner, C., k. k. Landesbaudir. Amts-Ingen. in Prag.
Lhotsky, I., k. k. Schichtmeister in Straschitz.
Lieben, Jacob, Grosshändler in Prag.
Lieblein, Franz, Oberamts-Actuar in Manetin.
Löw, k. k. Strassenmeister in Libenz.
Ludwig, k. k Strassenbaudirekz. Prakt. ia Einsiedl.
Lutz, Peter, Techniker in Prag.
Magistrat der Stadt Rokitzan.
Maier, Alois, k. k. Bergrath in Przibram.
Maier, f. Fürstenb. Hüttendir. in Neu-Joachimsthal.
Maresch, Franz, fürstl. Fürstenberg. Markscheider in Neu-Joachimsthal.
Martinek, Joh., Baumeister in Schwarz-Kosteletz.
Marx, k. k. Strassenbau-Kanzellist in Prag.
Mascha, Carl, Techniker in Prag.
Mattern, Benjamin, Zimmermeister in Hohenelbe.
Mauer, Wenzl, Techniker in Prag.
Mayer, Alois, k. k. Strassen-Komissär in Carlsbad.
Mayer, k. k. Strassenbaudirekz. Prakt. in Wodnian.
Meissner, Anton, Fabriksinhaber in Prag.
Michel, Wenz., Schichtamtssch. in Neu-Joachimsthal.
Miksch, Joseph, Schichtamtsd. der Herrsch. Radnitz.
v. Milanes, k. k. General-Major u. Fortificat. Distrikts-Direktor in Prag.
Mildner, k. k. Strassenkommissär in Strakonitz.
Mitterbacher, Med. Dor. in Carlsbad.
Mössner, k. k. Strassenmeister in St. Georgenthal.
Mras, Prokop, Mühlbesitzer in Prag.
Mühlstein, August, k. k. Kreisingenieur in Schlan.
Mühlstein, k. k. Strassenmeister in Budin.
Müller, Joseph, Steuereinnehmer in Krumau.
Müller, W., k. k. Wasserbaudir. Bauführer in Prag.
Münzer, Anton, Waldbereiter in Manetin.
Muttich, A, Hüttenrechnungsf. in Neu-Joachimsthal.
Neczasek, Vinzenz, Bauingenieur in Kollin.
Nettwal, Wenzel, Wirthschaftsrath in Prag.
Neumann, Johann Georg, Hörer der Rechte in Prag.
Nitsch, A., k. k. Wasserbaudirek. Bauführ. in Prag.
Nittner, Ignaz, Advokat in Kaaden.
Graf Nostitz, Vinzenz, in Prag.
Nowak, Anton, Techniker in Prag.
Nowak, Jos., k. k. Strassenmeister in Turnau.
Obentanz, Gustav, Techniker in Prag.
Oberamt, in Dobrawitz.
Ochsenbauer, Wirthschaftsrath in Prag.
Sr. Durchlaucht Fürst von Oettingen-Wallerstein, in Königsaal.
Oppelt, Johann, pens. Oberamtmann in Prag
v. Orlando, Ignaz, Fabriksinhaber in Kosmanos.
Otto, Carl, Fabriksinhaber in Prag.
Otto & Linke, Kaufmann iu Prag.
Pabstmann, August, Gutsbesitzer in Mladiegow.
Pacher von Linienstreit, k. k. Strassenm. in Neudeck.

Die Herren

Palleczek, k. k. Strassenmeister in Stecken.
Palliardi, k. k. Strassenbaud. Prakt. in Kuttenberg.
Panny, k. k. Strassenmeister in Kollin.
Pawlowsky von Rosenfeld, Joseph, k. k. Kreis-Ingenieur in Königgrätz.
Pechaczek, Müller in Pilsen.
Pelzer, Franz, Techniker in Prag.
Pelzl, Johann, k. k. Mapp. Inspektor.
Persy, k. k. Strassenbaudir. Prakt. in Prag. 2 Exempl.
Petraczek v. Wokounstein, Gustav, in Prag.
Pinka, Carl, techn. Bauamtspraktikant in Pardubitz.
Pleischl, Adolph, k. k. Professor in Prag.
Ploner, k. k. Strassenkommissär in Prag.
Polak, Wilhelm, Techniker in Prag.
Pollak, Carl, bürgerl. Baumeister in Prag.
Pompe, Carl, Forstkontrollor in Böhm. Kamnitz.
Pomsel, Aug., Sekretär der k. k. priv. Prag. Eisenbahngesellschaft in Prag.
Porges, Beer, Fabriksinhaber in Prag.
Porges, Kopelmann, Fabriksinhaber in Prag.
Pospischill, Buchhändler in Königgrätz. 3 Exemp.
Praschak, Carl, k. k. Wasserbaudir. Prakt. in Prag.
Preisler, Ernest, Techniker in Prag.
Preusger, Gottfried, Maschinenbauer in Schönlinde.
Preussner, Carl, in Prag.
Prochaska, k. k. Strassenkom. in Deutschbrod.
Pulpan, R. v. Feldstein, C., Besitz. v. Domausnitz.
Rabas, Baptist, k. k. Strassenmeister in Teplitz.
Ratzka, Johann, Oberförster in Prag.
Reiner, Leopold, Buchhändler in Prag.
Reinhardt, Johann, Techniker in Prag.
Renelt, k. k. Strassen-Kommissär in Königgrätz.
Richter, Johann, Techniker in Prag.
Riese, Ritter von, Friedr., Techniker in Prag.
Rissel, Franz, k. k. Strassenbaud. Prakt. in Pilnikau.
Ritter, Jakob, Zimmermeister in Teplitz.
Ritter, von, k. k. Strassenbaudir. Prakt. in Rokitzan.
Rösler, Ignaz, Fabrikant in Nixdorf.
Se. Durchlaucht Fürst Rohan in Prag.
Rossenbaum, Ritter von, Hammerwerksbevollmächtigter in Horzowitz.
Rudolph, J., k. k. Strassenb. Prakt. in Königswalde.
Rulf, Wenzl, fürstl. Schwarzenb. Baudir. in Prag.
Rzezniczek, Andreas, Baumeister in Skalitz.
Rzezniczek, Bauverwalter in Nachod.
v. Sachsenthal, Prokop, k. k. Strassenmeist. in Prag.
Salm, Altgraf v., Hugo, k. k. Gubern.-Sekret. in Prag.
Sänger, Anton, k. k. Strassenmeister in Prag.
Schauroth, Freiherr v., k. k. Hauptmann in Prag.
Schebek, k. k. Strassen-Kommissär in Policzka.
Schmid, Ignaz, in Böhm. Kamnitz.
Schmidl, Eduard, supplir. Prof. der Mechanik am ständ. techn. Inst. in Prag.
Schmidt, Franz, Uhrmacher in Elbogen.
Schmidt, I., k. k. Oberbaudirekt. Adjunkt in Prag.
Schnirch, k. k. Strassen-Kommissär in Böhm. Brod.
Schnürch, Jos., k. k. Strassenaufseher in Pardubitz.
Schöbel, Johann, Bauamts-Adjunkt in Prag.
Schöffel, Jos., k. k. Oberamts-Kassier in Przibram.
Schönauer, Carl, Techniker in Prag.
Schönfeld, Ritter von, Jakob, Fabriksbes. in Prag.
Schreyer, Franz, Assist. der Mechanik am ständ. techn. Inst. in Prag.
Schücker, A., k. k. Landbaudirekt. Prakt. in Pisek.
Schüffel, k. k. Strassen-Kommissär in Hohenmauth.
Schuldes, k. k. Strassenaufseher in Kommotau.
Schultschik, Wirthschaftsrath in Prag.
Schwaer, Joseph, Maschinist in Prag.
Schwarz, k. k. Strassen-Kommissär in Pisek.
Schwarzenberg'sches, fürstl., Oekonom. Inst. in Krumau. 4 Exemplare.
Schwarzenberg'sches, fürstl., Bau-Direktorialamt in Krumau.
Schweidler, Ign., Schichtamts-Adj. in Starkenbach.
Schwertner, A., Forstamts-Adjunkt in Rennersdorf.

Die Herren

Schwestka, Carl, Bauamts-Prakt. in Prag.
Schweydar, J., Handlungs-Commis in Königinhof.
Schwippel, Adalb., gräfl. Waldstein. Sekr. in Prag.
Scola, Wenzl, Kontrollor in Schichowitz.
Seidel, Adam, Berggeschworner in Miess.
Seidl, Adam, Forstmeister in Tetschen. 2 Exempl.
Seidl, Carl, Techniker in Prag.
Seidenschnur, Carl, Techniker in Prag.
Seik, Mühlbesitzer in Prag.
Seik, k. k. Strassen-Kommissär in Rokitzan.
Siege, J. F., Kaufmann in Prag.
Sikora, Jos., gräfl. Kaunitz. Sekr. in Prag.
Silberstein, Freiherr von, in Prag.
Singer, Carl, Grosshändler in Prag.
Sirsch, Uhrmacher in Prag.
Skwor, Ben., fürstl. Auersb. Bau-Ing. in Nassaberg.
Slawik, Mühlbesitzer in Prag.
Sliwka, Ritter v. Sliwitz, Ant., Besitzer v. Sollnitz.
Soffali, Wenzl, in Prag.
Spiess, Joh., f. Schwarzenb. Baumeist. in Wittingau.
Stadtbauamt, in Prag.
Stanzel, Bern., Amts-Ingenieur der k. k. Wasserbaudir. in Prag.
Steigerhof, Theod., Techniker in Prag,
Steiner, F., k. k. Strassenbaudirekt. Prakt. in Melnik.
Se. Excellenz Graf von Sternberg, Caspar, k. k. geheimer Rath in Prag.
Stoltz, Wenzel, k. k. Wasserbaudirekt. Prakt. in Prag.
Strobach, Paul, k. k. Ober-Baudirektor in Prag.
Swoboda, Joh., Techniker in Chrudim.
Syka, k. k. Strassenbaudirekt. Prakt. in Policzka.
Tandelmann, Freiherr von, k. k. Oberst im Uhlanenreg. Nr. 1, Prinz von Sachsen-Coburg, in Saaz.
Teisinger, k. k. Strassen-Kommissär in Leitmeritz.
Teisinger, J., k. k. Strassenbaudirekt. Prakt. in Prag.
Thun, Graf v. Hohenstein, k. k. Kämm. in Prag.
Thun, Graf Joseph, in Prag.
Thurner, Th., k. k. Baudir. Bauschreiber in Prag.
Tietze, Magistratsrath in Leipa.
Trczka, k. k. Strassen-Kommissär in Wessely.
Trödl, Mühlbesitzer in Prag.
Turek, Flor., Burggraf und Baubeamter in Bistrau.
Wach, Ant. Assistent d. Baukunst am ständ. techn. Institute in Prag.
Wachtel, Jos. k. k. Land. Baudir, Zeichner in Prag.
Wagner, Ignaz, Bürger in Prag.
Wagner, Mart., Herrschaftsbesitzer in Prag.
Wahla, Thom., k. k. Kreis-Ingenieur in Prag.
Wahle, Jakob., Kaufmann in Prag.
Walter, Franz, Techniker in Prag.
Wander, k. k. Strassen-Kommissär in Saaz.
Weber, Carl, k. k. Strassenmeister in Neubakau.
Weleczka, k. k. Strassen-Kommissär in Haida. 2 Ex.
Weleczka, k. k. Strassenbaudirekt. Prakt. in Prag.
Weller, Jos., k. k. Strassenmeister in Tetschen.
Wenke, Carl, Strassenbaudirekt. Prakt. in Prag.
Werner, Joh., Baudirekt. Prakt. in Prag.
Wiener, Herrmann, Fabriksinhaber in Prag.
Wiesenfeld, Carl, k. k. Lieutenant u. suppl. Prof. der Baukunst am ständ. techn. Inst. in Prag.
Wodwarzka, k. k. Strassenm. in Schwarz-Kosteletz.
Wöllner, Leopold, k. k. Strassenbau-Ing. in Prag.
Wohriska, Martin, Techniker in Prag.
Wolf, Joh., Techniker in Prag.
Wurm, k. k. Strassenbaudirekt. Prakt. in Kreuzberg.
Zabel, Carl, Techniker in Prag.
Zahradka, Fr., k. k. Amts-Ingenieur in Prag.
Zarda, Joseph, Techniker in Prag.
v. Zeileisen, Alb., k. k. Waldmeister in Doberney.
v. Zeileisen, Wenzel, k. k. Berggeschwor. in Eule.
Zellinger, Carl, k. k. Kreis-Ingen. in Jungbunzlau.
Zimmermann, k. k. Strassenaufseher in Pisek.
Zochner, Wenzel, Pfarrer in Berchstein.
Zügler, in Kreuzhütten.
Zwerzina, Techniker in Prag.

b. Gallizien.

Die Herren

Alexius, Vinz., k. k. subst. Wegmeister in Szebnie-Jaslo.
Ansion, Max., k. k. Strassenbaudirekz. Prakt. in Lemberg.
Arvay, Adam, k. k. Strassen-Kommissär in Wykow.
Arzt, Hier., k. k. Strassenbaudir. Ing. in Lemberg.
Baumeister, Aug., Rechnungs-Offizial des k. k. Baudepartem. in Lemberg.
v. Bienczewski, Abdon, k. k. Strassen-Kommissär in Kenty.
v. Biesiadecki, F., k. k. Baudirekz. Zeichn. in Lemberg.
Blaim, Joh., k. k. Strassen-Kommissär in Stry.
Brason, Alois, k. k. subst. Wegmeister in Kolomea.
v. Brezany, k. k. Kreis-Ingen. Prakt. in Brzezan.
David, Adolph, Bergwerksprakt. in Lemberg.
Demel, Ernst, k. k. Baudirekz. Prakt. in Lemberg.
Dhanel, in Lemberg.
Dobrzánsky, Adr., Buchhändler in Czernowitz. 3 Ex.
Fiedler, Jos., k. k. Strassen-Kommissär in Zalesczyk.
Führer, Mich., k. k. Strassen-Komm. in Czernowitz.
Gaberle, Fr., k. k. Strassenbaudir. Ingen. in Lemberg.
Giebisch, Joh., k. k. subst. Wegmeister in Izdebnik.
Hajek, Jos., k. k. Landbaudir. Zeichner in Lemberg.
Hassek, Joh., k. k. subst. Wegmeister in Gurahomora.
Hausser, k. k. Wasserbaudirekz. Prakt. in Lemberg.
Herdliczka, Mor., k. k. Strassenbaudir. Zeichner in Lemberg.
Hibl, Jos., k. k. Strassen-Kommissär in Kimpolung.
Hontschka, C., k. k. Wasserbau-Ingen. in Jaroslau.
v. Huber, Jos., k. k. Navigations-Ingenieur in Stry.
Juste, Ferd., k. k. subst. Wegmeister in Poschorita.
Kaps, Jos., k. k. Strassenbaudir. Prakt. in Lemberg.
Kaspar, C., städtisch. Bauinspektor in Lemberg.
Kastalski, Heinr., k. k. Strassen-Komm. in Przemysl.
Kehrer, Ed., k. k. subst. Wegmeister in Kimpolung.
Kehrer, Ferd., k. k. Wegmeister in Dorna-Kaudrenj-Bukowina.
Kirchberger, Moritz, k. k. Wasserbau-Ingenieur in Czernowitz.
Knobloch, Fr., k. k. subst. Wegmeister in Makow.
Körber, k. k. Hauptmann in Lemberg.
Kramer, Ferd., k. k Kreis-Ingenieur in Neusandec.
Kreutzig, Jos., k. k. Wegmeister in Kalusz.
Kugler, Carl, in Sereth.
Kunz, Cajetan, Baumeister in Nadworna.
Kutschera, Jos., k. k. Strassen-Komm. in Saybusch.
Kutschera, Th., k. k. Wasserbau-Ingen. in Podgorcze.
Lang, Jos., k. k. subst. Wegmeister in Lemberg.
Lernet, k. k. Baudirekz. Prakt. in Lemberg. 2 Ex.
Linerth, Jos., k. k. subst. Wegmeister in Kenty.
Malburg, Jos., k. k. Strassen-Komm. in Podgorcze.
Marherr, Franz, k. k. Baudir. Zeichnungskopist in Lemberg.
Marherr, Jos., k. k. Strassenbau-Direkt. in Lemberg.
Marischler, A., k. k. Bauamts-Adjunkt in Lemberg.
Maycherowicz, F., k. k. subst. Wegmeister in Tarnow.
de Milleret, F., städt. Bau-Inspektor in Lemberg.
Möser, Ignaz, k. k. Kreis-Ingenieur in Stry.
v. Mutz, Joh., k. k. Strassenbau-Adjunkt in Lemberg.
Niemetz, Thom., k. k. Kreis-Ingenieur in Zloczow.

Die Herren

Ochsenbauer, Fr., Rechn. Offizial des k. k. Baudepartem. in Lemberg.
Oeder, Ritter v., Fr., k. k. subst. Wegm., in Szechynie.
Penther, Handschuhmacher in Lemberg.
Peters, Jos., k. k. Strassenbaudir. Zeichner in Lemberg.
Petran, Fr., k. k. subst. Wegmeister in Pluchow.
v. Peyersfeld, Joh., k. k. subst. Wegm. in Saibusch.
Pfersmann v. Eichthal, Friedr., k. k. subst. Wegmeister in Mosciska.
Piotrowski, Joh., k. k. subst. Wegm. in Dzwiniacz.
Pisch, Mich., k. k. Wegmeister in Wieliczka.
Pluschk, Math., k. k. Strassen-Baudirekz. Adjunkt in Lemberg.
Przibislawski, Narc., k. k. Wasserbau-Ing. in Dzikow.
Raab, Fr., k. k. Wasserbaudirekz. Prakt. in Stry.
Rappe, Ant., k. k. subst. Wegmeister in Spytkowice.
Raschek, Jos., k. k. Strassen-Komm. in Nadworna.
Reichersdorfer, A., k. k. Wasserbaudirekz. Zeichn. in Lemberg.
Resig, Christoph, k. k. Kreis-Ingenieur in Sanok.
Richter, Fr., k. k. Strassen-Kommissär in Tarnow.
Rispler, Jos., k. k. Strassen-Kommissär in Skole.
Runge, Georg Alf., k. k. Baudirekz. Prakt. in Lemberg.
Ruzek, Ant., k. k. Kreis-Ingen. Prakt in Przemysl.
Sacharek, Joh., k. k. Strassen-Kommissär in Grodek.
Salzmann, Joh., Baudir. Zeichn. - Copist in Lemberg.
Schindler, Andr., k. k. Strassenbaudirekz. Prakt. in Lemberg.
Schöpf, Joh. k. k. Wasserbaudirekz. Amts-Ingenieur in Lemberg.
Sertz v. Ottersheim, Carl, k. k. Kreis-Ingen. in Zalesczyk.
Skolimowski, Hyp., k. k. subst. Wegm. in Kolomea.
Smolka, Bergwerks-Praktikant in Lemberg.
Steingraber, Leop., k. k. Strassen-Komm. in Jaslo.
Stengl, Wilh., k. k. Kreisbau-Prakt. in Lemberg.
Strassenbau-Direction, k. k. in Lemberg.
Strnad, Wenz., k. k. subst. Wegmeister in Droginia.
Stossak, V., k. k. Strassen-Komm. in Stanislawow.
Theimer, Alex., k. k. Kreis-Ingenieur in Brzezan.
Thomek, Jos., Rechnungsrath des k. k. Baudepart. in Lemberg.
Trak, Mich., Zeichnungslehrer in Lemberg.
Vielkind, Bernd. k. k. Ingross. b. Baudep. in Lemberg.
Wania, Ed., k. k. Wasserbaudirekz. Prakt. in Zalesczyk.
Wandruszka, Alois, k. k. Baudirekz. Kanzellist in Lemberg.
Wegemann, Jos., k. k. Kamm. Oberförst. in Zalesczyk.
Weimes, Jos., k. k. Strassen-Komm. in Staremiasto.
Wild, Carl, Buchhändler in Lemberg. 2 Exemplare.
Wilk, Franz, k. k Strassen-Kommissär in Sanok.
Zacharek, Joh., k. k. Strassen-Komm. in Grodek.
Zappe, Ant., k. k. Strassen-Komm. in Dukla.
Zacharek, Joh., k. k. Strassen-Kommissär in Grodek.
Zoll, Jos., k. k. subst. Wegmeist. in Prosowki-Bochnia.
Zollner, C., k. k. Strassen-Komm in Kalusz. 2 Ex.
Zouffal, Jos., k. k. Strassen-Kommissär in Bochnia.
Zygmuntowsky, k. k. Wasserbaudirekz Prakt. in Czernowitz.

c. Illyrien.

Baudirection, k. k. in Laibach.
Benedict, Verweser in Vellach.
Berger, k. k. Hüttenschaffer in Raibl.
Boufleur, Jos., Rechnungs-Offizial des k. k. Baudepart. in Laibach.
Buchreiter, in Bleiberg.
v. Cronthal, Gewerkschafts-Administ. in Ferlach.
Echter, Johann, Tischlermeister in Laibach.
Egger'sche, gräfl. Ferd., Güterinspect. in Klagenfurt.
Foiker, Sim., k. k. Kreis-Ingenieur in Laibach.
v. Fradenek, Raim., Strassen-Komm. in Völkermarkt.
Gospodaritsch, M., k. k. Strassen-Kom. in Laibach.
Handler, Zimmermeister in Heidenschaft.
Kleinmayr'sche, Edl. v., Buchhandlung in Laibach.
Lax, Jos., Gewerksdirektor in Gmünd.
Leyer, k. k. Bergverwalter in Raibl.

Die Herren
Löschnigg, Dampfbierbrauer bei Klagenfurt.
Morgenbesser, k. k. Oberbergamts-Assessor in Idria.
v. Pantz, Ign., Eisenwerks-Direktor in Hof.
Petutschnigg, k. k. Oberbergamts-Assessor u. Buchhalter in Klagenfurt.
Pobeheim, Edl. v., Simon, Gewerke in Villach.
Rauscher'sche Gewerks-Compagnie in St. Veit
v. Rosthorn, Gebr., Gewerksbesitzer in Wolfsberg.
Rouard, Leopold, Hammergewerk in Sava.
Samassa, bürgerl. Glockengiesser in Laibach.
Savinscheg, Gutsbesitzer in Möttling.
v. Scheuchenstuel, Fr., gräfl. Thurn. Direktor in Klagenfurt.
Schlosser, J., Hutman in St. Leonh. im Lavantthale.
Schrey, Raim., k. k. Strassenbau-Assistent in Laibach.
Schulz, Edl. v. Strasznicki, k. k. ordentl. öffentl. Professor in Laibach.

Die Herren
Sepper, Chrisost. Priest. und Oberökonom im Stifte St. Paul im Lavantthale.
Sigmund, Jos., Buchhändler in Klagenfurt. 21 Ex.
Sinn, k. k. Baudirekzions-Adjunkt in Laibach.
Skola, Fr., k. k. kontroll. Navig. Assist. in Ratschach.
Spitzer, Inspektor der Herbert'schen Bleiweissfabrik, in Klagenfurt.
Stedry, Wenz., k. k. Baudirekz. Prakt. in Laibach.
v. Terpinz, Kaufmann u. Gutsbesitzer in Laibach.
Türk, Ant., Gewerksschreiber in Lippitzbach.
Vertouz, Vikär in St. Veit bei Wipbach.
Viegeter, Ferd., Werksdirektor in Lippitzbach.
Volleritsch, Ant., pens. Gewerks. Insp. in Klagenfurt.
Wurm, Jos., Hüttenverwalter bei Wolfsberg.
Zois, Freiherr v., E., Besitzer mehrerer Gewerken in Laibach.

d. Küstenland.

Baudepartement in Triest.
Baudirection, k. k. in Triest.
Bittner, I., Ingrossist des k. k. Baudep. in Triest.
Cherdeck, Bezirks-Kommissär in Bellay.
Ehrlich, in Triest.
Haschberger, Carl, k. k. Cam. Zahlm. in Triest.
Juris, Ant., k. k. Baudirekz. Adjunkt in Triest.
Kellner, k. k. Strassen-Kommissär in Mitterburg.
Manzionelli, Mechanikus in Triest.
Nobile, in Triest.
Ressig, in Capo d'Istria.
Stellwag, k. k. Ingrossist in Triest.
Svetina, städtischer Brunnmeister in Triest
Weber, in Triest.
Zahony, Ritter v., in Triest.

e. Lombardie und Venedig.

v. Beredl, k. k. Major in Peschiera.
Böck, Bened., Ingrossist des k. k. Baudepart. in Venedig.
Hagenmüller, Ant., k. k. Oberstlieutenant.
Kampmüller v. Langholsen, Jos., Hauptmann im k. k. Ingen. Corps in Mantua.
Katzenberg, F., Hauptmann im Sappeur-Corps in Mantua.
Kollner, k. k. Rechnungsoffizial in Venedig.
Meiner's, Buchhändler in Mailand.
Pabst, Ingrossist des k. k. Baudepart. in Mailand.
Simonovitz, Ritter von, Paul, Hauptmann en second im k. k. Ingen. Corps in Mantua.
Trauttenberg, Freiherr von, Carl, Oberlieut. im k. k. Ingen. Corps in Mantua.

f. Mähren und Oesterreichisch-Schlesien.

Bayer, Anton, Direktor d. Prov. Strafhaus. in Brünn.
Bazant, Anton, erzb. Schichtmeister in Friedland.
Biela, Franz, Baumeister in Troppau.
Brunner, Franz, städt. Bauverwalter in Olmütz.
Budinka, Vinzenz, k. k. Strassenmeister in Zwittau.
Cadeten-Compagnie, am k. k. Cadeten-Institut in Olmütz
Demko, Alois, k. k. Strassenmeister in Freiberg.
Finger, J. U. D. in Brünn.
Franzens-Museum in Brünn.
Gastl, Franz, Buchhändler in Brünn. 17 Exemplare.
Gierke, Mechanikus in Brünn.
Goder, W., altgräfl. Salmsch. Bergeschw. in Blansko.
Habel, k. k. Baudirekt Praktik in Brünn.
Haller, L., Buchhändler in Brünn.
Hammerwerk, erzherzogl., in Ustron.
Herzfeld, Sigmund, in Teltsch.
Heyssig, Lad., k. k. Strassenbaud. Aktuar in Brünn.
Hickl, Joh., Papierfabrikant in Littau.
Hussak, Prosper, Piarist. Ord. Vikar in Nikolsburg.
Kleinpeter, F., erzb. Eisenwerksdir. in Friedland.
Kleinwächter, A., erzherz. Forst-Ingenieur in Kalembitz 5 Exemplare.
Kloss, Ig., bürgerl. Zimmermeister in Neutitschin.
Knechtl, Peter, Piarist. Rektor u. fürsterzb. Bibliothekar in Kremsier.
Köller, P., Pfarrer u. Ehrendechant in Jaromeritz.
Korzinek, J. M., fürsterzb. Schichtm. zu Wittkowitz.
Lenz, Waldbereiter in Wisowitz.
Se. Durchlaucht, Fürst Lignowsky in Troppau.
Mährisch-Schlesische, k. k. Gesellschaft des Ackerbaues, der Natur- und Landeskunde.
Mautschka, A., k. k. Strassenmeist. in Gross-Augezd.
Mick, Carl, Kupferhammer-Besitzer in Karlsberg.
Nawratil, Georg, in Bistritz.
Neugebauer, Johann, Buchhändler in Olmütz. 3 Ex.
Neyssl, Wenzel, Bauamts-Praktik. in Olmütz.
Paburg, Ritter von, Ernest, Besitzer der Herrschaften Bojanowitz und Chwalkowitz.
v. Paravicini, k. k. Strassenmeister in Müglitz.
Patloch, Ant., Piarist u. Hauptschullehr. in Leipnik.
Podstatzky-Tonsern, Freiherr von, Wilhelm, Besitzer d. Herrsch. Bittenschitz u. d. Gutes Chwalnow.
Przikryl, Johann, Apotheker in Austerlitz.
Pulpan, Jos., Strassen-Kommissär in Teschen.
Rechtorzik, Ig., k. k. Strass. Komm. in Weiskirchen.
Reichenbach, Carl, D. Phil., k. k. Kuttenb. Berggerichts-Subst., altgräfl. Salm. obrigk. Repräs., Bergamts-Direkt. etc. in Raitz.
Reichenbach, Direktor d. Eisenwerkes in Blansko.
Reischel, Jakob, Baumeister in Dürnholz.
Schaumann, Ferd., Präf. des Gymnas. in Troppau.
Schöllhorn, Magistratsrath in Brünn.
Schürmer, Mechanikus und Optikus in Brünn.
Seidel & Comp. Buchhändler in Brünn. 2 Exempl.
Seifalik, A., k. k. Strassenmeister in Müglitz.

Die Herren
Serényi, Graf von Kysserényi, Joh. N., k. k. Kämmerer u. Bergr. zu Neuschl in Ungarn, Herr der Herrsch. Lomnitz u. Luhatschowitz in Brünn.
Strachowitz, Graf von, Mauriz, in Schebetau.
Swoboda, Jakob, Kastner in Ungarzitz.
Thalherr, C., fürsterzbisch. Ingenieur in Kremsier.
Thannabauer, Fr., k. k. Strassenmeist. in Znaim.
Die Herren
Trassler, J.B., Georg., Buchhändl. in Brünn. 3 Ex.
Universitäts-Bibliothek, k. k. in Olmütz.
Urban, Carl, Amtsschreiber in Nenakonitz.
Valenta, Franz., k. k. Strassen-Komm. in Wischau.
Walenta, Joseph, Zimmermeister in Olmütz.
Wese, Vict., Piarist Ord. Präfekt in Nikolsburg.
Ziegelheim, W., k. k. Strassenmeist. in Skotschau.

g. Oesterreich ob der Enns.

Bergauer, Franz, Ingenieur in Freistadt.
v. Bischoff, J., k. k. Hammerverw. in Kleinreifling.
Dierzer, Wollenzeugfabrikant in Linz.
Dietrich, V. Unterhamm. Verwalt. in Reichraming.
Engel, J., k. k. Oberhammer-Verwalter in Weyer.
Eurich & Sohn, Buchhändler in Linz.
Flamischberger, A., k. k. Baudirekz, Prakt. in Linz.
Ganhör, k. k. Wegmeister.
Hummel, k. k. Ingenieur-Hauptmann in Linz.
Jocher, Carl, Kupferhammerwerks-Inhaber u. Papierfabrikant in Steyer.
Klenhardt, k. k. Wegmeister.
Knörrlein, k. k. Baudirekz. Prakt. in Linz.
Koeb, Cajetan, k. k. Wegmeister in Werffen.
Koller, Mathias, Sensenfabrikant in Dambach.
Kränzl, Buchhändler in Ried. 3 Exemplare.
Kurz, k. k. Wegmeister.
Leobner, Melchior, k. k. Hammerverw. in Weyer.
Linienbauer, Ignaz, Stadtzimmerm. in Schärding.
Machauer, Fr., k. k. Strassen-Kommiss. in Salzburg.
Mayer, Carl, k. k. Wegmeister in Linz.
Mayer, Chr., k. k. Profess der Physik in Salzburg.
Munganast, k. k. Baudirekz. Beamter in Linz.
Pölzel, in Linz.
Provincial-Baudirection, k. k., in Linz.
Rechberger, k. k. Wegmeister.
Richter, k. k. Oberhamm. Verwalt. in Reichraming.
Roll, Carl, Geschäftsführer der Eisenbahn in Linz.
Schindler, k. k. Baudirekz. Prakt. in Salzburg.
Schmatz, J., k. k. Wasserbau-Direktor in Linz.
Schönerer, Math. Bauführ. d. Eisenb. in Freystadt.
Schreiter, Carl, k. k. Baudirekz. Prakt. in Salzburg.
Seeling, Franz, Ingenieur der Eisenbahn in Linz.
Seyrl, Franz, k. k. Baudirekz. Beamter in Linz.
Steininger, in Ried.
v. Steinprinz, C., k. k. Hammermanip. in Weyer.
Stift Kremsmünster.
Wagner, k. k. Baudirekz. Prakt. in Linz.
v. Weissenberg, A., k. k. Bergw. Prakt. in Weyer.
Zehenthofer, k. k. Strassen-Kommissär in Werffen.

h. Oesterreich unter der Enns.

Adam, C., Rechnungs-Rath d. k. k. Hofbaur. in Wien.
Adler, J., k. k. Ingenieur-Prakt. in Wien.
Aichelburg, Freiherr v., Theod. Polytechn. in Wien.
Bartelmus, Traugott, in Wien.
Bauer & Dirnböck, Buchhändler in Wien.
Bauer, Georg, Privatlehrer in Wien.
Baumgartner, J. M., k. k. Rath und Strassen-Baudirektor in Wien.
Baumgartner, Jos. k. k. Kreisingenieur in Wien.
Beck'sehe, Fr., Universitäts-Buchhandlung in Wien.
Bergwerks-Producten-Verschleiss-Direction, k. k., in Wien. 23 Exemplare.
Bernadelli, Eduard, k. k. Ingen. Prakt. in Wien.
Bibliothek der k. k. vereinigten Hofkanzlei in Wien.
Bibliothek der k. k. Landwirthschaftsges. in Wien.
Bondi, Adolph, Fabrikant in Wien.
Bondi, Leopold Heinrich, Kaufmann in Wien.
Bonsaing, Joseph, Rechnungs-Rath des k. k. Hofbaurathes in Wien.
Botka, gräfl. Szecheny'scher Beamter in Wien.
Braun, Ferd., k. k. Baudir. Architekt in Wien.
Braun, Ferd., k. k. Baudir. Ingen. Prakt. in Wien.
Braun, Freiherr von, Sekretär der Landwirthschafts-Gesellschaft in Wien.
Braunhofer, F., k. k. Baudir. Ingen. Prakt. in Wien.
Brodmann, k. k. Hofbauraths-Zeichner in Wien.
Burger, in Wien.
Burkart von der Klee, Franz, Lieutenant beim 1. Jäger-Bataillon.
Cabinet, k. k. physikalisches in Wien.
Conradi, Georg, Grosshändler in Wien.
Demarteau, Amadeus, in Wien.
Dlauhy, Fr., k. k. Strassen-Baud. Amts-Ingenieur in Wien.
Dobsch, Carl, k. k. Hofbauraths-Zeichner in Wien.
Drossdick, Freiherr von, k. k. Hofrath, und Ritter mehrerer Orden in Wien.
Eichhof, R. v., Vicepräs. d. k. k. Hofkamm. in Wien.
Eysselt, J., Rechnungs-Offizial der k. k. Familien-Güter-Direkzions Buchhaltung in Wien.
Fasshold, Jos. k. k. Hofbauraths-Zeichner in Wien.
Fasshold, Wolfg. Rechnungs-Offizial des k. k. Hofbaurathes in Wien.
Fassmann, J. N., Ingenieur in Wien.
Se. Excellenz, Graf Festetits von Tolna, Albert, Obersthofmeist. Sr. kaiserl. Hoheit E. H. Joseph etc.
Festetits, Graf, Nikolaus, in Wien.
Fischer, Joh., k. k. Baudirekzions-Adjunkt in Wien.
Forst-Lehr-Anstalt, k. k., in Maria-Brunn.
Freissauff von Neudegg, k. k. Hauptm. in Wien.
Fridrich, Mich., k. k. Strass. Baud. Adjunkt in Wien.
Gallina, Friedrich, k. k. Ingen. Hauptmann in Wien.
Gassner, Ignaz, k. k. Strassenbau-Inspicient in Wien.
Genie-Haupt-Archiv, k. k., in Wien.
Gerold, Carl, Buchhändler in Wien. 36 Exemplare.
Gintl, Assistent der Physik in Wien.
Gissl, Joseph, k. k. Sappeur-Lieutenant in Wien.
Glöckner, Fl. k. k. Strassenb. Inspic. in Rastenberg.
Se. Excellenz Graf von Goess, Peter, Obersthofm. Sr. kais. Hoheit E. H. Franz Carl, etc in Wien.
Grätz, Jos., k. k. Strassen-Kommiss. in Wolkersdorf.
v. Grillo, Hammerwerks-Direktor in Wien.
Gruber, V., k. k. Strassen-Komm. in Wien. Neustadt.
Gurk, Eduard, Kupferstecher in Penzing.
Hainz, Jakob, Stadtbaumeister in Wien.
Hallaschka, Cassian, k. k. Regierungsrath in Wien.
Handel, Freiherr von, jun. in Wien.
Herberstein, Graf von, Carl, in Wien.

Die Herren
Heubner, Joh. Gotthelf, Buchhändler in Wien.
Hild, Ludwig, Polytechniker in Wien.
Hochberg, Freiherr von, k. k. Kämmerer in Wien.
Huber, J., Cassier d. Hrn. Geymüller & Comp. in Wien.
Hütter, Ludwig, k. k. Strassen-Kommissär in Horn.
v. Huttern, L., Polytechniker in Wien.
Ingenieur-Academie, k. k., in Wien.
Jacks, Fr., k. k. Ingenieur-Prakt. in Wien.
Jermarsch, Ignaz, Bauschreiber in Wien.
Jordan, Joh., Piarist und Professor in Krems.
Kammerer, J., k. k. Strassen-Inspic. in Atzgersdorf.
Karg, Freih. v., J., k.k. Strassen-Komm. in Neudorf.
v. Körber, k. k. Major in Wien.
Se. Excellenz Graf von Kolowrat-Liebsteinsky, k. k. Staats- und Konferenzminister in Wien.
Koppensteiner. k. k. Major im Haupt- Genie-Archive in Wien.
Kornhäusel, Jos., Architekt in Wien.
Korompay, Adolph, Stadtbaumeister in Wien.
Kriegs-Archiv des k. k. General-Quartiermeisterstabes in Wien.
Lang, Jos., k.k. Ingenieurs-Prakt. in Wien.
Leistler, Jos., fürstl. Lichtenstein. Baudir. in Wien.
Libano, Jos., k. k. Strassen-Komm. in Altenmarkt.
Lilienau, Ritter von, k. k. Vicekanzler in Wien.
Litsch, Wilhelm, Mechanikus in Wien.
Se. Durchlaucht Fürst Lobkowitz, Gouv. in Wien.
Löbhart, P., Hauptmann des k. k. Bomb. Corps in Wien.
Löhr, Moritz, in Wien.
Löffler, J., k. k. Strassen-Inspicient in Jägersdorf.
Lössl, Franz, Architekt in Wien.
v. Lunkay, in Wien.
Maader, St., Hauptm. im k. k. Min. Corps in Hainburg.
Managetta, Ritter von, k. k. Hauptmann in Wien.
v. Martoni, C., Major im k. k. Genie-Corps in Wien.
Marx, Ant., k. k. Lieutenant in Wien.
Maurer, Georg, in Wien.
Maryni, J., Rechnungsr. des k. k. Hofbaur. in Wien.
Mayer, Blasius, Fabriksinhaber in Wien.
Mayerhofer, F., k. k. Strass.-Inspic. in Münchendorf.
Se. Durchlaucht Fürst von Metternich-Winneburg, C., k. k. Hof- und Staatskanzl. etc. in Wien.
Mineurs-Corps-Commando, k. k., in Hainburg.
Ministerial-Bureau, d. k. k. allg. Hofkamm. in Wien.
Mitis, Edler von, Ignaz, N. Oe. Landstand in Wien.
Se. Excell. Graf Mitrowsky von Mittrowitz und Nemischl, Ant., k. k. ob. Kanzler etc. in Wien.
Mörschner & Jasper, Buchhändler in Wien. 4 Ex.
Mrázek, Eman. Accessist der k. k. Hofkriegsbuchhaltung in Wien.
Musch, Leopold, Eleve der Architektur in Wien.
Neipperg, Graf von, Gust., Lieutenant im k. k. Genie-Corps in Wien.
Neustein, Bernard, Kaufmann in Wien.
Nobile, Pet., k. k. Hofbaur. u. Dir. der Acad. in Wien.
Nüll, van der, Eduard, Polytechniker in Wien.
d'Otrenge, in Wien.
Ostertag, Wilhelm, Professor an der k. k. Academie der bildenden Künste in Wien.

Die Herren
Pacher v. Theinburg, L., Fabriksinh. in Sollenau.
Pallhon, Jos., Praktikant des k. k. Hofbaur. in Wien.
Papadacky, Joh., Polytechniker in Wien.
Payer, L., k. k. Strassen-Inspicient in Schwarzenau.
Petzelt, Jos., k. k. Fähnrich in Wien.
Pillersdorf, k. k. österreich. Hofkanzler in Wien.
Pletz, k. k. Regierungsrath in Wien.
Poczta, Math., k. k. Militär-Rechnungs-Adjunkt in der Montours-Branche in Stockerau.
Podlaha, Piarist u. k. k. Professor in Wien.
Puthon, Freiherr von, Carl, in Wien.
Prechtl, k. k. Regierungsrath in Wien.
Reuss von Rüssenstein, Jos., k. k. Strassen Inspicient in Hainburg.
Riener, Martin, k. k. Ingen. Prakt. in Wien.
Robausch, Ant., k. k. Wasserbau-Inspektor in Wien.
Roesner, Carl, Correktor an der Academie der bildenden Künste in Wien.
Rohrmann & Schweigerd, Buchh. in Wien. 4 Ex.
Rueff, Ant., Stadtzimmermeister in Wien.
Sappeurs-Corps-Commando, k. k., in Bruck.
Schaumburg, C. & Comp., Buchh. in Wien. 3 Ex.
Schebelka, Joh, Geometer b. d. k. k. Catastral-Vermessungs-Central-Direkzion in Wien.
Schemerl Ritter von Leytenbach, Jos., k. k. Hofkommissionsrath Ritter des österr. kais. Leopold-Ordens etc. in Wien.
Schiefer, Cajetan, k. k. Baudir. Architekt in Wien.
v. Schindler, k. k. Hauptmann in Wien.
Schmeger, Leop., k. k. Strassen-Kommissär in Wien.
Schmidl, Buchhändler in Wien.
Schnapp, Johann, k. k. Baudirekz. Prakt. in Wien.
Schneider, Anton, k. k. Strassen-Kommissär in Mödling.
Schuster, Mart., Polytechniker in Wien.
Soukup, Joh., Prakt. des k. k. Hofbaurathes in Wien.
Sprenger, Paul, Professor. an der k. k. Academie der bildenden Künste in Wien.
Springer, Jos, k. k. Strassenbau-Inspicient in Wien.
Stark, Chr., prov. leitender Werkmeister am k. k. polytechn. Institute in Wien.
Steiner, Ritt. v., Vice-Gouverneur der k. k. National-Bank in Wien.
Stopsel, Paul, Zeichner des k. k. Hofbaur. in Wien.
Stummer, Jos., suppl. Professor der Baukunst am polytechn. Institute in Wien. 3. Exemplare.
Swaty, Fr., k. k. Strassen-Inspicient in Schwechat.
Tendler, Buchhändler in Wien.
Ubell, Ant., Eleve an der Architektur in Wien.
Unger, Joh., Prakt. der k. k. Baudir. in Wien.
Voigtländer, Friedrich, Mechanikus in Wien.
Volke's, Friedr., Buchhandlung in Wien.
Wayna, Edl. v., J., k. k. priv. Grosshändler in Wien.
Weiss, Jos., Ingrossist d. k. k. Hofbaurathes in Wien.
Wildeisen, in Wien.
Wingelmüller, fürstl. Lichtenstein. Baudirekzions-Adjunkt in Wien.
Wurm, Franz Xav., Mechanikus in Wien.
v. Ziemszen, Ph., Prakt. d. Hofkriegsbuchh. in Wien.

---

i. Steyermark.

Bergwerks-Producten-Verschleiss-Direction, k. k., in Eisenerz.
Bibliothek der k. k. Landbau-Direction in Grätz.
Damian & Sorge, Buchhändler in Grätz.
Diewald, Fr. Ser., Zeichner in Grätz.
v. Eichenkron, k. k. Lieut. in Ingen. Corps in Grätz.
Eichinger, Baumeister in Grätz.
Eisenwerks-Direction zu Eisenerz. 2 Exemplare.
Formacher, in Bruck.
Gibale, in Eisenerz.
Groinigg, M., Pfleger der Herrschaft Gstadt.
Gudenus, Freiherr von, in Grätz.
Hauptgewerkschafts-Direction in Eisenerz.
Heller, Rechnungsführ. d. k. k. Oekonomie in Grätz.
Hochecker Gamillschegg, Carl, Hammergewerk zu Ligist.

Die Herren
Kienreich, Joh. And., Buchhändler in Grätz.
Meresch, Joseph, in Grätz.
v. Mohr, in Leoben.
Rafalt, Fr., Gewerks-Verweser in Feistritz.
Rosentritt, Edl. v., Ant., k. k. steierm. Oberbergamtsdir., Bergrath und Bergrichter in Leoben.
Schneeweiss, k. k. Strassen-Kommissär in Mind-Feistritz.
Schöber, J., k. k. Unterverweser in Maria-Zell.
Schuh, Joh., k. k. Baudir. Sekretär in Grätz.

Die Herren
Schweighofer, Jos., J. U. D. erster Adjunkt, und Unterthansrechtsfreund etc. in Grätz.
Sommerauer, Ignaz, in Trieben.
Ständisches Joanneum, in Grätz.
Steinlechner, Leop., Gewerksverweser in Oeblanrn.
Trauer, Leop., k. k Baudir. Beamter in Grätz.
Wisiak, Gotth., Stift Admontisch. Eisenwerksverweser in der Klamm.
Zinner, Peregrin, Inhaber des Freigutes und Hammergewerkes in Pachern.

k. Tyrol.

Bachmann, F., k. k. Strassenmeister und Ingenieur in Feldkirch.
Bertsch, Bezirksarzt in Bludenz.
v. Bisdomini, in Brixen.
Friese, J. Nep., Med. & Phil. Dor., Prof. d. Naturgeschichte u. Forstwissenschaft in Innsbruck.
Gerster, Ritter von Gerstorf zu Haunsperg, Theod., k. k. Ingen. Oberstl. und Fort. Distr. Dir. in Innsbruck
Jordan, Fr., in Meran.
Kink, Mart., k. k. Kreis-Ingen. Adjunkt. in Bregenz.
Kirchberger, M., Bürger und Baum. in Bruneken.
v. Klebelsberg, J, Kreis-Ingen. Adjunkt in Schwatz.
v. Leutner, Jos., k. k. Strassenmeister in Imst.
v. Liebe, Joh., k. k. Strassenmeister in Innsbruck.
Margreitner, J., k. k. Postexpeditor in Bruneken.
Müller, Leo, Mechaniker in Jenbach.
v. Pantz, Ed., gräfl. Welsberg. Eisenwerks-Direktor in Primor.
Pawlik, Jos., Rechnungs-Offizial des k. k. Baudepartements in Innsbruck.
Raisach, v. Alois, Graf zu Steinberg-Tieffenbach, k. k. wirkl. Kämmerer etc. in Innsbruck.
Rassini, Buchhändler in Trient.
v. Scheichenstuel, Carl, k. k. Bergrath in Hall.
Schwalt, Sim. Pet., Med. & Phil. Dor., k. k. Direktor des Civilspitals u. Professor in Innsbruck.
Spielberger, in Hall.
Stadler, Jos., k. k. Gubernialrath in Innsbruck.
Stopf-Rnedl, Jos., in Innsbruck.
Suppan, Joh. Joach., Kapitular des Bened. Stiftes St. Lambrecht, Dor. Phil. u. Profess. in Innsbruck.
Se. Excellenz Graf v. Tannenberg, Alois, k. k. Kämmerer und wirkl. geheimer Rath in Schwatz.
Teutsch, Joh. Nep., Buchhändler in Bregenz.
Universitäts-Bibliothek, k. k, in Innsbruck.
Vermatti, Freih. v., C., Reichsritter von Vermiglia, Landstand des Herzogth. Krain., Controll. d. k. k. Tabakfabrik in Trient.
Weger, Al., in Brixen.
Weiss, J., Ingrossist. des k. k. Baudepartements in Innsbruck.
Wolkenstein, Graf von, Ernest, in Silz.
Wolkenstein, Graf von, Jos., k. k. wirkl. Kämmerer u. Verordneter des k. k. adel. Fräuleinstiftes in Innsbruck.

l. Ungarn sammt Nebenländern.

Academische Bibliothek in Kaschau.
Artillerie-Regiment, Nr. 5. in Pesth.
v. Aszboth, k. Cameral-Architekt in Mar. Szigeth.
v. Báthory, Steph., k. Cameral-Urbar. Ingen. in Lúgos.
v. Berger, Jos., Oberbaudir. Navig. Ingen. in Ofen.
Berger, Ludwig, k. dirigir. Ingenieur in Agram.
Berghoffer's, Wwe & Sohn, in Szigeth.
Bettelheim, Gebrüder, Buchbinder in Arad. 5 Ex.
Bosnyak, Bauschreiber in Winkovcze. 2 Exemplare.
Brucke, Valentin, Sekretär in Lengyeltoti.
Bujanovics v. Agg-Telék, Ed., Besitzer v. Habsán.
Cabdebo v. Báráthaza, Greg., Assessor u. Physikus des Comitates Temeswar.
v. Christoph, Samuel, Fogareser Distrikts-Assessor in Kronstadt.
v. Demkovich, A., Oberbaudir. Grem. Ingen. in Ofen.
v. Ecklér, E., k. Oberbaudir. dirig. Adjunkt in Ofen.
Feldinger, J., Gottlieb in Temeswar.
Festetits, Graf, Em., k. k. Kämmerer in Güns. 2 Ex.
Finster, Jos., Zimmermeister in Arad.
Fiumaner, k. Bauamt in Fiume.
Forberger, Samuel, Donau Mapp. Ingen. in Ofen.
v. Galliny, Franz, Apotheker in Lugos.
Geisberg, Fr., k. Cameral-Waldm. in Schwädlar.
v. Gilvásy, k. k. Hauptmann und Vice-Baudirektor in Panczowa.
Gröber, L., Professor der Physik in Pesth.
v. Gronowszky. Mart., k. Oberbaudir. Material. Rechnungsführ. u. approb. Ingen. in Ofen.
Györy, Alex., approb. Ingen. in Ofen.
v. Hammerschmidt, Mediziner in Pesth.
Hasenauer, Ingenieur in Oedenburg.
Heinsz, Fr., Präfekt bei der Rima'er Coalition in Rima-Brézó.
Heissig, Joh., k. k. Postwagens-Expeditor in Kaschau.
v. Heymann, k. k. Major u. Oberbaudir. in Panczowa.
Hornig, Fr., k. Oberbaudir. Prakt. in Ofen.
v. Hüppmann, F., k. Oberbaudirekz. Grem. Ingenieur in Ofen.
v. Huszar, Math., k. dir. Ingen. in Grosswardein.
Hyeronimy, Franz, Donau Mapp. Ingen. in Ofen.
Inspect. Oberamt, k., u. Distrikts Berggericht in Nagy-Banya. 10 Exemplare.
v. Jurkviry, J., in Pesth.
Kamöczy, Gabriel, Donau Mapp. Ingen. in Ofen.
v. Keczkés, Carl, k. Navig. Ingenieur in Ofen.
Kilian, Georg, senior, Buchhändler in Pesth. 5 Ex.
v. Kistler, J., in Remete.
v. Klekler, Ingenieur in Comorn.
v. Kramlin, Ignaz, in Gran.
v. Krötzer Mart., k. Cam. Bauing. in Temeswar.
Kudernatsch, in Schemnitz.
Kunz, Franz, in Temeswar.
v. Lamm, Jak., k. dir. Camer. Ingen. in Unghvár.
Landes-Oberbau-Direction, k. ung., in Ofen.

Die Herren
Langenau, Freih. v., k. k. Feldmarsch. Lieut. in Ofen.
Lányi, Samuel, Donau Mapp. Ingenieur in Ofen.
Lill, Adolph, in Schmöllnitz.
v. Marchhardt, Fr., k. Oberbaudir. Zeichn. in Ofen.
v. Markmüller, C., Oberbaudirekz. Adjunkt in Ofen.
Meltzelt, Joh., k. Donau Mapp. Ingenieur in Ofen.
v. Mocs, Samuel, Apotheker in Miskolcz.
Nagy, Ludwig, k. Donau Mapp. Ingenieur in Ofen.
National-Casino in Pesth.
Nikolka, Andreas, k. Donau Mapp. Ingen. in Ofen.
Pöltl, k. Berggerichts-Substitut in Ruszkberg.
Reformirtes Collegium in Debreczin.
v. Ringer, k. Cameral-Ingenieur in Pesth.
Rupprecht, Zuckerraffinerie Besitzer in Oldenburg.
Sandvoss, E., Buch- u. Kunsthändl. in Kaschau. 4 Ex.
v. Schilling, k. k. Hauptmann in Genie-Corps in Ofen.
Schwaiger, Andr., Buchhändler in Pressburg.
v. Szeik, in Pesth.
Szontagh, k. k. Oberst in Pesth.
v. Tänzer, k. Oberbaudir. Beamter in Ofen.
Teleky, Graf von, Franz, in Clausenburg.

Die Herren
Teleky, Graf von, Michael, in Clausenburg.
Thierry, H. W., Buchhändler in Hermannstadt.
Thyr, k. Baudir. Prakt. in Panczowa.
Tóth, Ant., k. Donau Mapp. Ingenieur in Ofen.
v. Trangous, k. k. Hauptmann in Iglo.
Turkowich, Ludw., k. Donau Mapp. Ingen. in Ofen.
Vargha, Joh., k. dirig. Ingen. der Körös-Flüsse in Grosswardein.
v. Vásárhely, Paul, k. Donau Mapp. dirig. Ingen. in Ofen.
v. Vörös, L., Sümeghor Comitats-Ingen. in Kaposwar.
Walthier, Anton, Glasfabrikant in Pesth.
Wehrle, Alois, k. Bergrath in Schemnitz. 10 Exempl.
v. Weiss, Jos., k. Oberbaudir. Adjunkt in Ofen.
Wigand'sche Buchhandlung in Pesth.
Willecz, k. Cameral-Architekt in Eperies.
Wiskouszky, Joh., appr. Ingen. und Oberbaudirekt. Prakt. in Ofen.
Wisner, A., k. k. Distr. Markscheid. in Nagy-Banya.
Wolfstein, Jos., Professor der Mathem. in Pesth.
v. Zelenka, Ludw. k. Oberbaudir. Nav. Ingen. in Ofen.

Oldenburg.

Burmester, geheim. Hofrath in Oldenburg.
Kammer-Bibliothek, fürstl., in Eutin.
Limpricht, Hofbaumeister in Eutin.
Thiele, Wasserbau-Inspektor in Koppelschleuse.
Uhdi, Dor., in Oldenburg.
Vermessungs-Comtoir, das grossherz. oldenburg'sche, in Oldenburg.

Preussen.

Se. königl. Hoheit Prinz Heinrich von Preussen, in Berlin.

Königliche Regierung zu Alt-Stettin.
» » » Coblenz.
» » » Cöln.
» » » Cöslin.
» » » Düsseldorf.
» » » Gumbinnen.
» » » Königsberg.
» » » Liegnitz.
» » » Magdeburg.
» » » Marienwerder.
» » » Minden.
» » » Münster.
» » » Posen.
Abegg, k. Comm. und Admiral-Rath in Danzig.
Albrecht, A., in Elbing.
Arndt, k. Regierungs-Bauconducteur in Cöslin.
Arnold, Gutsbesitzer in Danzig.
Artillerie-Brigade, k. 3., in Magdeburg.
Artillerie-Prüfungs-Commission, in Berlin.
August, D., Professor und Direktor d. Cölner Realgymnasiums in Berlin.
Bachem, Joh. Peter, Buchhändler in Cöln.
Baedecker, G., Dietr., Buchhändler in Essen. 3 Ex.
Baedecker, Carl, Buchhändler in Coblenz. 6 Ex.
Basse, Gottfr. Buchhändler in Quedlinburg.
Becker, geheim. Oberbaurath in Berlin.
Bergamt, k., in Düren.
Bergamt, k., in Wettin.
Bergwerks-Bibliothek, k., in Berlin.
v. Beulwitz, Oberforstmeister in Trier.
Beuth, k wirkl. geheim. Ober-Regier. Rath u. Direktor im Ministerium des Innern, in Berlin.
Bibliothek, königl., in Berlin.
» der k. allgem. Kriegsschule in Berlin.
» der k. techn. Deputation in Berlin.
Bibliothek. der k. vereint. Friedrichs-Universität Halle-Wittenberg.
» der k. 4. Artillerie-Brigade in Erfurt.
» des k. Salzamtes zu Schönebeck.
Bischer, Mühlenmeister in Neustadt-Eberswalde.
Bischof, Fr. Gust., Professor in Bonn.
Blanck, Bau-Inspektor in Xanten.
Blankard, Freiherr von, in Alsdorf.
Brenken, Freiherr von, in Erperenberg.
Breslau, Oberberg-Sekretär in Halle.
Brinck, Baumeister in Halberstadt.
Brix, Fabrik. Commiss. Rath in Berlin.
Bürger-Schule, höhere, in Cöln.
Conrad, Lehrer in Siegen.
Coppenrath'sche Buch- u. Kunsthandlung in Münster.
Covhius, Bau-Inspektor in Labiau.
Craemer, Adolph, Hüttenherr in Quint.
Diekmann, Bau-Condukteur in Minden.
Dönhoff, Graf von, auf Hohendorf.
Drauven, Franz, Mühlenbauer in Burtscheid.
Dümmler, Ferdinand, Buchhändler in Berlin.
Egells, I. H., Besitzer der neuen Berliner Eisengiesserei in Berlin.
Eichholz, Stadtbaurath in Königsberg.
Engelmann, Leopold, Kaufmann in Danzig.
Enslin'sche Buchhandlung in Berlin. 2 Exemplare.
Erbsälzer-Collegium, zu Werk und Neuwerk.
Eytelwein, J. A., k. Oberlandbau-Dir. u. geh. Oberbaurath in Berlin.
Finke, G., Buchhändler in Berlin.
Fischer, D., Lehrer d. Math. am Gym. in Nordhausen.
Freund, Mechanikus in Berlin.
Gebauer, Dr., Oberlehrer an der Gewerbschule in Breslau.
General-Commission, k., in Soldin.

Die Herren
Gewerbsschule in Königsberg.
» » Trier.
Gewerbsverein in Danzig.
» » Sagan.
Gimmenich, Baumeister in Cöln.
Gockl, Bau-Inspektor in Paderborn.
Gosohorsky, Adam, Buchhändler in Breslau. 3 Ex.
Gräfe & Unzer, Buchhändler in Königsberg.
Gräser, Bergdirektor in Eschweiler.
v. Gullan, k. Lieutenant in Heide.
Gymnasial-Bibliothek in Prenzlau.
Gymnasium, kathol. in Gross-Glogau.
Hammer, Dir. eines ortopäd. Institutes in Berlin.
Hartog, Gutsbesitzer in Beydritten.
Hartwig, Baumeister in Steinau a. O.
Heis, Eduard, in Cöln.
Helle, A., Kaufmann in Magdeburg.
Henkel, Graf v. Donnermark, Hugo, in Siemianowitz.
Heun, Fabrikant in Kösen.
Heyn'sche Buchhandlung in Görlitz.
Hildebrandt, Schlossröhrmeister in Königsberg.
Hirt, Ferdinand, Buchhändler in Breslau. 2 Ex.
Hölscher, J., Buchhändler in Coblenz.
Hoffmann, G. Adolph, Steuer-Controllor in Skeuditz.
Hummel, Maschinenbauer in Berlin.
Ingenieur-Corps, k. in Berlin.
Jacke, Bau-Conducteur in Paderborn.
John, jun. Zimmermeister in Nordhausen.
Jonas, Verlagshandlung in Berlin. 4 Exemplare.
Jung, Hermann, Kaufmann in Elberfeld.
Jülicher, Fr. Adolph, Buchhändler in Lingen. 2 Ex.
Kautzky, Sigmund, Administrator in Mühlhausen.
Kessler, k. Gränzpostamts-Zeitungskass. in Siegen.
Klettke, Gymnasial-Lehrer in Breslau.
Klügel, geheim. Ober-Bergrath in Berlin.
Köcher, Dr. Phil., Lehr. am Magdeb. Gymnas. u. Priv. Docent. an der k. Univers. Breslau.
Kölling, Bürgermeister in Nordhausen.
Korff, Freiherr von, Domkapitular in Münster.
Kraushaar, Bau-Inspektor in Rees.
Kriesche, Regierungs-Conducteur in Cottbus.
Kruse, Kaufmann in Stralsund.
Kühnel, Bau-Conduct. bei d. Gas-Comp. in Berlin.
Kümmel, Carl August, Buchhändler in Halle.
Kürten, Baumeister in Bilk.
Lange & Dinger, Fabriksinhaber in Wald.
Langewische, W., Buchhändler in Iserlohn. 2 Ex.
Lau, Mühlenbesitzer in Pillau.
Laue, Friedr. Buchhändler in Berlin. 2 Exemplare.
Leuzinger, Professor in Coblenz.
Lilienborg, Freiherr von, Ritter d. k. preuss. roth. Adler Ordens in Dürrenberg.
Lindheim, H. D. Fabriksinhaber in Ullersdorf.
Literarisch. Commissions-Comtoir in Cösfeld.
Logier, Wilhelm, Buchhändler in Berlin. 4 Exempl.
Magistrats-Bibliothek in Magdeburg.
Mallison, P., Kaufmann in Danzig.
Marcus, Adolph, Buchhändler in Bonn. 3 Exempl.
Martins, k. Regier. Bau-Conducteur in Trier.
Mauritius, Ernst, Buchhändler in Greifswalde.
Mayer, Jakob Anton, Buchhändler in Aachen.
Max, Jos. & Comp., Buchhändler in Breslau.
Mendelsohn & Comp., Banquier in Berlin.
Meyer, Buchhändler in Arnheim.
Mittler'sche Buchhandlung in Bromberg.
Mittler'sche Buchhandlung in Posen. 3 Exemplare.
Momsen, P., Dor. Phil. Deich-Conducteur in Heide.
Murk, Marine Lieutenant in Stralsund.
Nath, Bau-Inspektor in Zanzhausen.
Nauen, Löwe & Comp., Fabriksbesitzer in Berlin.
Nell, Architekt in Coblenz.
Neuland, k. Second. Lieutenant u. Adj. im Ingenieur-Corps in Breslau.

Die Herren
Ober-Baudeputation, k., in Berlin.
Ober-Bergamt, k., in Berlin.
» » in Brieg.
» » in Halle.
Oehmigke, Ludwig, Buchhändler in Berlin.
Opitz, in Sorau.
Pastor, P. Heinrich, Nähnadelfabrik. in Burtscheid.
Plahn, Carl Friedrich, Buchhändler in Berlin. 2 Ex.
Plümike, Schichtmeister in Eisleben.
Poselger, Professor in Berlin.
Querra, Maschinenbauer in Berlin.
Rahnne, in Elbing
Reincke, J. W., in Memel.
Richardt, Bau-Inspektor in Hellstedt.
Richter, Bau-Conducteur in Berlin.
Remy, H. W., & Consort. Hütten- und Hammerbesitzer in Rasselstein
v. Renthe, Lieutenant in Magdeburg.
Rothe, geheim. Ober-Baurath in Berlin.
Rubach, Ferdin., Buchhändler in Magdeburg.
Rulikowski, Graf, Gutsbesitzer.
Ruperti, Baumeister in Weissensee.
Schade, F. A., Direkt. d. Cokrill'sch. Fabr. in Cottbus.
Schelle, Bauinspektor in Minden.
Schirlitz, Bauinspektor in Kloster-Rostleben.
Schmid, A., Bauinspektor in Weissenfels.
Schmödt, Salinen-Inspekt. in der Saline Münster in Creuznach.
Schönian'sche Buchhandlung. in Elberfeld. 3 Ex.
Scholtz, Professor in Breslau.
Schorlemmer, Freih. v., Regierungsr. in Heringhausen
Schreiber, Bau-Conducteur in Bartenstein.
Schreiner, J. Heinr. Chr., Buchhändl. in Düsseldorf.
Schröder, Mühlenbaumeister iu Brandenburg.
Schröder, Wasserbau-Inspektor in Tapiau.
Schröter, Lieutenant und Architekt in Naumburg.
Schultz, L., Zimmermeister in Berlin.
Schulzische Buchhandlung in Hamm.
Schwarzlose, C. Rathszimmermeist. in Mugdeburg.
Seeberger, Architekt in Trier.
Seiffert, J. Conducteur in Magdeburg.
Stadtschul-Bibliothek in Magdeburg.
Stadtschul-Deputation in Königsberg. 2 Exempl.
Stockar, in Berlin.
Se. Erlaucht, Graf Stolberg-Wernigerode, Heinrich, in Wernigerode.
Stumm, Curl, Hüttenbesitzer in Saarbrücken.
Tappert, W., Fabriksbesitzer in Berlin.
Thomas, in Königsberg.
Tillberg, Professor der Astron. an der Universität Greifswalde.
Umpfenbach, Regierungsrath in Düsseldorf.
v. Vahl, C. Grosshändler in Greifswalde.
Verein für Kunst und Gewerbe in Barmen.
Vincent, in Prenzlau.
Vohl, C. J., praktischer Chemiker in Cöln.
Voss, k. Oberhütten-Inspektor in Bodland.
Wagenführ's, H. Buch- u. Musikhandlung in Berlin.
Waisenhausbuchhandlung in Halle. 2 Exempl.
Warmholz, K. S., Mechanikus in Eisleben.
Wasserschleben, k. Premier-Lieutenant. im Ingenieur-Corps in Glogau.
Weidemann's, Fr., Verlagsbuchhandl. in Merseburg.
Westphalen, Graf von, k. Obristlieutenant in Laer.
Wiebecke, Bau-Conducteur in Berlin.
Windheim, Freiherr von, in Neinstedt.
Winz, C., in Neuwied.
Witt, J. in Danzig.
Wöhner, Regierungsrath in Erfurt.
Wölk, Conducteur in Goldap.
Wolff, Antiquar in Berlin.
Zinken, Bergrath, Mägdesprung am Harz.

Reussische Lande.

Heinsius'sche Buchhandlung in Gera. 3 *Exemplare.*

Russland und Polen.

Die Herren
Academie, kaiserl., der Wissenschaft. in Petersburg.
Bank des Königreiches Polen in Warschau.
Berg-Departement in Warschau. 2 Exemplar.
Brieff, J., Buchhändler in St. Petersburg. 2 Exempl.
Deubner, Joh. Jak., Buchhändler in Riga. 2 Ex.
Eggers, Georg, Buchhändler in Reval. 3 Exemplare.
Finanz-Ministerium in Warschau.
Forst-Schule in Warschau. 2 Exemplare.
Frantzen, E., Buchhändler in Riga. 3 Exemplare.
v. Gerschau, Capitain des k. russ. Ingenieur-Corps in Warschau.
Jokisch, Capitain des k. russ. Ingenieur-Corps in Warschau.

Die Herren
Maltzoff, k. Lieutenant in St. Petersburg.
Mentrel, Oberbaurath in Warschau.
Merzbach, Buchhändler in Warschau. 2 Exemplare.
Müller v. Ehrenschwung, Moritz, Ingenieur im k. k. Strassen- u. Brückenbau-Corps in Warschau.
Plater, Graf, in Warschau.
von der Ropp, Alphons, Bergwerks-Candidat in Curland.
Schmalz, Hofrath, Professor in Dorpat.
Sennewald, G., Buchhändler in Warschau. 3 Ex.
v. Serwinski, in Warschau.
Wasenius & Compagnie, Buchhändler in Helsingfors.

Sachsen.

Alex, J. G., Oberhüttenmeister in Lauchhammer.
Anke, Fr., Architekt und Zimmermeist. in Chemnitz.
Arnold'sche Buchhandlung in Dresden. 8 Exemplare.
Barth, J. A., Buchhändler in Leipzig.
Bibliothek der Stadt Leipzig.
Bonitz, F. G., Rektor in Lengenfeld.
Brandes, Prof. der Phys. an d. Univers. in Leipzig.
Braundorf, Julius, Bergwerks-Candidat in Freiberg.
Braunsdorf, Rentamtmann in Leipzig.
Brendl, Maschinendirektor in Freiberg.
v. Busse, Friedr. Gottlieb, k. Berg-Commiss. Rath in Freiberg. 3 Exemplare.
Cnobloch, Carl, Buchhändler in Leipzig 6. Ex.
Craz & Gerlach, Buchhändler in Freiberg. 5 Ex.
Crusius, Doktor der Rechte und Rittergutsbesitzer in Leipzig.
Se. Excellenz Graf von Einsiedel, Dettlev, k. Staatsminister in Dresden.
Engelhardt, J. G. Buchhändler in Freiberg.
v. Eppendorf, k. Major in Dresden.
Fleischer, Friedr., Buchhändler in Leipzig.
Gätzschmann. Fr., Maschinenbau-Sekr. in Freiberg.
Goeschen, Georg Joach., Buchhändler in Leipzig.
Hamann, Lieut. u k. Wasserbau-Conduct. in Chemnitz.
Handlungs-Schule, in Leipzig
Haubold, Maschinenbauer in Chemnitz.
Hesse, Christ. Gotth., Blaufarbenwerks-Eleve bei Schneeberg.
Hofmann, Georg, Jul. Bergacademiker in Freiberg.
Hülse, Salzverwalter in Kötzschau.
Industrie-Verein f. d. Königr. Sachsen in Chemnitz.
Klinger, C., Mechaniker in Reichstädt.
Kluge, Baumeister in Dresden.

Kretschmar, C. G., Buchhändler in Chemnitz. 2 Ex.
Kühne, Fr., Fabrikant u. Kaufmann in Chemnitz.
Leich, Joh. Friedr., Buchhändler in Leipzig.
Liebeskind, Aug Gottl., Buchhändler in Leipzig.
Liedloff, Fabrikant in Dittersdorf.
Lippe, Postmeister in Chemnitz. 3 Exemplare.
Magazin für Industrie und Literatur in Leipzig.
Marbach, O., Dor. Phil. u. academ. Docent in Leipzig.
Matthes, in Chemnitz.
Michelsen, Leopold. Buchhändler in Leipzig. 3 Ex.
Oehlenschläger, Fr., Gotthold, k. Bergmeist. und Fakt. des Schindl. Blaufarbenwerks bei Schneeberg.
Petzoldt, Chr. Sam. Kaufmann und Fabriksherr in Reichenbach.
Porcellain-Manufactur, k., in Meissen.
Rathskämmerei in Bautzen.
Rein'sche Buchhandlung in Leipzig. 5. Exemplare.
Rohde, Architekt in Dresden.
Rühlmann, Lehrer der Mathematik in Dresden.
Schaarschmidt, Gust., Buchh. in Leipzig 3 Ex.
Schumann, Carl, Verlagshandlung in Schneeberg.
Schumann, Ludwig, Buchhändler in Leipzig. 2 Ex.
Schurich, in Dresden.
Sergel, königl. Bau-Conducteur in Meissen.
Serig, Friedr., Buchhändler in Leipzig.
Tauchnitz, Carl, Buchhändler in Leipzig.
Ulbricht, Chr. Gfr., k. Chausee-Inspector in Leipzig.
Walther'sche Hofbuchhandlung in Dresden. 3 Ex.
Weissbach, J. E., Kauf. u. Spinnereibes. in Chemnitz.
Wienbrack, Joh. Gottfr. Ad., Buchhändl. in Leipzig.
Wigand'sche Verlags-Expedition in Leipzig.
Wunder, M., Prof. an d. k. Landesschule St. Afra in Meissen.

Sachsen-Altenburg.

Geinitz, Baurath u. Rentamtmann in Ronneburg.

Geutebrück, C., herz. Kammerrath in Altenburg.

Sachsen-Coburg.

Gutsbibliothek Sr. Majestät Leopold I., König der Belgier.

Bibliothek, herz. Sachs. Coburg-Gotha'sche i. Coburg.
Bibliothek der herz. Sachs. Coburg-Gotha'schen Schlossbau-Commission in Coburg.

Cammerbibliothek, herzogl. in Gotha.
Hasenstein, Mechanikus in Gotha.
v. Oppel, Geheimrath in Gotha.

Sachsen-Meiningen.

Die Herren
Kesselring'sche Hofbuchhandl. in Hildburghausen.

Die Herren
Keyssner, Friedmann, Buchhändler in Meiningen.

Sachsen-Weimar.

Baerecke, Joh. Friedr., Buchhändler in Eisenach.
Hess, Bauinspektor in Weimar.
Hoffmann, Wilhelm, Buchhändler in Weimar.
Töpfer, Professor in Weimar.

Schwarzburg-Sondershausen.

Ackermann, Freiherr von, Major in Bendeleben.
Gronenberg, Maschinenmeister in Gernrode

Schweden und Norwegen.

Almroth, Wilhelm, Professor in Stockholm.
Böbert, Bergbaudirektor in Fossum.
Bonnier, A., Buchhändler in Stockholm.
Dahl, J., Buchhändler in Christiania. 2 Exemplare.
Malling, J., in Stockholm.
Palmblad & Comp., Buchhändler in Upsala.
Palmstedt, Carl., Prof. u. Direkt. des technolog. Institutes in Gothenburg.
Sefström, Professor in Falun. 12 Exemplare.

Schweitz.

Bernoulli, Chr., Prof. d. Naturwissenschaft in Basel.
Burgdorfer, J. J., Buchhändler in Bern.
v. Escher, Civil-Ingenieur in Zürich.
Gelzer, Zimmermeister in Schaffhausen.
Klösterle, Mechaniker in Haard.
Küpfer, Lud., Hauptmann und Werkmeister in Bern.
Merian, Rudolph, Profess. d. Mathematik in Basel.
Orell, Füssli & Comp., Buchhändler in Zürich. 3 Ex.
Pur'sh, Jos., Lehr. der Mathem. u. Mechanik in Bern.
Sauerländer, Heinr. Remig., Buchh. in Aarau. 10 Ex.
Stadtbibliothek in Lenzburg.
Stehlin, Mechanikus in Niederschönthal.
Stokar von Neuforn, Franz, in Schaffhausen.
Ziegler, J., in Palme.

Spanien.

Ezquerra del Bayo, Joach., Bergwerks-Canditat in Madrid.

Waldeck.

Siemens, Bau-Conducteur in Stadtberg.

Würtemberg.

Abel, Baurath des Nekarkreises in Ludwigsburg.
v. Bäumlein, Lieut. u. Weg-Inspekt. in Ellwangen.
Berblinger, Zimmermeisters-Werkführer in Ulm.
Berg, Apotheker in Stuttgart.
v. Berger, Obristlieut. beim k. Gener. Quartiermeisterstabe, Ritt. d. k. Kronordens in Ludwigsburg.
Bergrath in Stuttgart.
Bibliothek des Gymnasiums in Ulm.
Bibliothek des k. Artill. Regiments in Ludwigsburg.
Biflinger, Berg-Cadet in Ludwigsthal.
Bockshammer, Fabrikant in Berg.
Böheim, Ministerial-Bau-Assistent in Stuttgart.
Bühler, Kreisbaurath in Ulm.
Closs, Bau-Assistent in Ellwangen.
Drechsler, Carl, in Heilbronn. 4 Exemplare.
Dünger, Architekt in Stuttgart.
v. Duttenhofer, k. Obrist in Stuttgart.
Eisenlohr, Berg-Cadet in Friedrichshall.
General-Quartiermeister-Stab in Ludwigsburg.
Gewerbschule, k., in Stuttgart.
Gymnasial-Bibliothek, k., in Ellwangen.
Haegele, Jakob, Zimmermeister in Ulm.
Haspel, Friedr. Franz, Buchhändler in Hall.
Hauser, Strassenbau-Inspekt. u. Architekt in Biberach.

Die Herren

Hein, k. Hauptmann, Ritter des Milit. Verdienstordens in Ludwigsburg.

Hoffacker, Oberjustiz-Rath in Stuttgart.

Knapp, Handlungsvorsteher in Ludwigsburg.

Landwirthschaftl. Verein in Stuttgart.

Laupp, Heinrich, Buchhändler in Tübingen.

Lenz, J., k. Major, in Ludwigsburg.

Löfflund, F. C., & Sohn, Buchhändler in Stuttgart. 2 Exemplare.

Nast, Carl Friedr., jun. Buchhändler in Ludwigsburg.

Neff, Paul, Buchhändler in Stuttgart.

Rapp, Hr., in Stuttgart.

Reichenbach, Archivar in Stuttgart.

Riecke, Professor in Hohenheim.

Die Herren

Sauttermeister, Ordinariats-Sekret. in Rothenburg.

Schiedmayer, Instrumentenmacher in Stuttgart.

Schweickhardt, Hüttenschreiber in Abts-Gmünd.

v. Seeger, k. General in Stuttgart.

Stadtbibliothek, in Ravensburg.

Trassinelly maitre d'hôtel, in Ludwigsburg.

Virk, Saline-Baumeister in Sulz.

Vogel, Baurath in Stuttgart.

Wassermann, Architekt in Ulm.

Wilhelm, Graf v. Würtemberg, Grosskreuz des k. Ordens der Würtembergischen Krone, k. Hauptmann in Ludwigsburg.

Zöpperitz, G., in Heidenheim.

Inhalt des dritten Bandes.

Einleitung.

§. 1. Gegenstände des dritten Bandes dieses Werkes. — §. 2. Werke über den Mühlen- und Maschinenbau.

I. Kapitel.

Bau der Räderwerke und einfache Verbindungen mechanischer Kräfte.

§. 3. Bau der Radwellen; Stärke derselben nach Neumann. — §. 4 und 5. Verschiedene Arten Zapfen. — §. 6. Stärke gusseiserner Zapfen nach den *Schemnitzer* Erfahrungen. — §. 7. Dasselbe nach Buchanan. — §. 8. Stärke schmiedeiserner Zapfen. — §. 9. Offene Zapfenlager. — §. 10. Geschlossene Zapfenlager. — §. 11. Erklärung der verschiedenen Arten Räder. — §. 12. Radestuhl, Radezirkel und Stangenzirkel. — §. 13. Radfelgen; Berechnung der Breite der erforderlichen Pfosten — §. 14. Eintheilung der Felgen eines Rades. §. 15. Bestimmung des Raddurchmessers aus der gegebenen Grösse der Theilung und der Anzahl Kämme. — §. 16. Grösse der Theilung für Kämme und Stöcke.

§. 17. Bauart der Radkränze. — §. 18. Bauart der Stirnräder. — §. 19. Gewöhnliche Abrundung der Zähne oder Kämme bei Stirnrädern. — §. 20. Bauart der Drehlinge mit Armen. — §. 21. Bauart derselben ohne Arme. — §. 22. Bauart der Kammräder; gewöhnliche Abrundung der Kämme. — §. 23. Bauart der Getriebe. — §. 24. Bauart der Kumpfe. Vereinigte Kamm- und Stirnräder.

§. 25. Uebertragung der Kreisbewegung von einem Rade auf das andere. — §. 26. Stärke hölzerner Zähne oder Kämme. — §. 27. Theilung bei Rädern. — §. 28. Entstehung der Cykloide; Gleichung für dieselbe und Bestimmung ihres Krümmungshalbmessers. — §. 29. Gestalt der Zähne nach der Cykloide, oder für den Fall, wenn ein Getriebe in eine gezähnte gerade Stange eingreift. Abrundungshalbmesser der Zähne. Höhe und Breite am Kopfe derselben. Geringste Anzahl der Triebstöcke; alles für den Fall, wenn in dem Augenblicke, wo ein Zahn auslässt, der nächstfolgende einzugreifen hat. — §. 30. Dasselbe für den Fall, wenn beide Zähne nach dem Eingriffe einen Raum gemeinschaftlich mit einander beschreiben. — §. 31. Beispiel hierüber. §. — §. 32. Gleichung für die Epicykloide; Bestimmung ihres Krümmungshalbmessers. — §. 33. Gestalt der Zähne für den Fall, wenn ein Getriebe nicht in eine gerade Stange, sondern in ein gezähntes Rad eingreift. Abrundungshalbmesser und Höhe der Zähne. — §. 34. Breite der Zähne am Fusse; obere Breite derselben. — §. 35. Dieselben Bestimmungen für den Fall, wenn der gemeinschaftliche Eingriff durch einen bestimmten Raum dauert. Tabelle über die Dimensionen der Zähne, wenn die obere Breite derselben ihrer halben untern Breite beinahe gleich kommt. — §. 36. Bemerkungen über die Tabelle. Vergleichung mit einer Regel von Le Blanc. — §. 37. Beispiel hierüber. — §. 38. Abrundungshalbmesser, Höhe und obere Breite der Zähne für den Fall, wenn ein kleineres gezähntes Rad in ein grösseres mit cylindrischen Zähnen oder solchen Stäben eingreift. Tabelle hierüber. — §. 39. Bemerkungen und Beispiel hierüber. — §. 40. Die vorigen Bestimmungen der Gestalt der Zähne für den Fall, wenn die Höhe der Zähne über dem Theilrisse dem Halbmesser des Triebstockes gleich kommt. Tabellen hierüber. — §. 41. Vergleichung der gefundenen Resultate mit den Regeln, welche in den Berliner Vorlegeblättern und von Neumann angegeben wurden. — §. 42. Konstrukzion gusseiserner Räder. — §. 43. Bildung konischer oder Winkelräder. — §. 44. Krümmungshalbmesser und Höhe der Zähne bei konischen Rädern. — §. 45. Bestimmung des gemeinschaftlichen Mittelpunktes konischer Räder. — §. 46. Verzeichnung der konischen Räder. — §. 47. Gestalt der Zähne bei Kammrädern. — §. 48. Gestalt der Zähne metallener Räder. Beispiel hierüber. — §. 49. Gestalt der Zähne metallener Räder für den Fall, wenn jeder Zahn nur durch den halben Weg im Eingriffe bleiben soll. Tabelle hierüber. — §. 50. Bemerkungen hierüber. —

§. 51. Dimensionen und Abrundung der Zähne eines Rades, innerhalb dessen sich ein Getriebe mit zydlindrischen Stäben oder kreisförmig abgerundeten Zähnen bewegt. Tabelle hierüber. — §. 52. Dasselbe für den Fall, wenn sich Triebstöcke oder kreisförmig abgerundete Zähne an der Peripherie des grössern Rades befinden und dagegen das kleinere Rad mit Zähnen versehen werden soll. Tabelle hierüber. — §. 53. Dimensionen der Zähne bei einem innern Getriebe, wenn ein einfacher Eingriff Statt findet. Tabellen hiezu. — §. 54. Bemerkungen hierüber.

§. 55 Reibung zwischen Zahn und Getriebe. Beispiel. — §. 56. Stärke gusseiserner Zähne. — §. 57. Erfahrungen von Buchanan über die Stärke gusseiserner Zähne bei englischen Mühlwerken. Hieraus abgeleitete Regeln. — §. 58. Metallene Räder und Getriebe. — 59. und 60. Bauart gusseiserner Räder. — §. 61. Vortheilhafteste Anzahl der Zähne und Triebstöcke bei Rädern und Getrieben nebst Beispielen hierüber. — §. 62. Bemerkung hiezu in Bezug auf die Reibung. — §. 63. Allgemeine Bemerkungen über das Räderwerk bei Mühlen und andern Maschinen. — §. 64. Stellung der Räder und Getriebe bei den Maschinenwerken.

§. 65 und 66. Konstrukzion der Kuppelungen, die zwei Lager haben. — §. 67. Bauart der Kuppelungen, die nur einen Zapfen oder ein Lager haben. — §. 68. Bemerkungen über die Dauer der Kuppelungen. — §. 69. Erfahrungen von Buchanan über die englischen Kuppelungen.

§. 70. Mechanismen zum plötzlichen Aus- und Einrücken der Maschinentheile. — §. 71. Mechanismen zum Ein- und Ausrücken, wobei aber eine Nachgebung in der Bewegung eintritt.

§. 72. Stärke der Zapfen oder Schläthe, wenn sie der Drehung gehörigen Widerstand leisten sollen. — §. 73. Stärke der Wellen und Schafte in Hinsicht ihrer Biegung. §. 74. Tabelle über die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil ihrer Länge beträgt. — §. 75. Dasselbe für hohle gusseiserner Wellen. — §. 76. Tabelle für die Stärke massiver gusseiserne Wellen oder Schafte in Hinsicht ihrer Torsion. — §. 77. Berechnung der Durchmesser hohler zylindrischer Wellen, welche

gleichen Torsionswiderstand mit massiven Wellen haben sollen. — §. 78. Bemerkungen hierüber. — 79. Tabelle über die Stärke der Schafte bei den englischen Maschinenwerken.

II. Kapitel,

Kraniche.

§. 80. Gebrauch und Vortheile der Kraniche. — §. 81. Hebel zum Aus- und Einladen der Schiffe. Kraniche in den englischen Steinbrüchen. — §. 82. Kraniche in den englischen Häfen zum Aus- und Einladen der Schiffe. — §. 83. Kraniche mit einem Tretrade. — §. 84. Kraniche mit verschiedenen Verhältnissen des Räderwerkes etc. Hebeeisen zum Aufziehen grosser Werkstücke. — §. 85. Transportable englische Aufzugsmaschine. — §. 86 und 87. Beschreibung zweier transportablen englischen Kraniche. — §. 88. Gleichung zwischen Kraft und Last bei dem Kraniche mit Tretrad, mit Rücksicht auf alle Widerstände. — §. 89. Berechnung des grössten Effektes bei dieser Maschine. — §. 90. Beispiel hierüber. — §. 91. Berechnung der transportablen englichen Aufzugsmaschine, Tabelle und Beispiel hierüber.

III. Kapitel.

Schlagwerke und Pfahlrammen.

§. 92 und 93. Gebrauch der Handschlägel. — §. 94. Handzugrammen und Kunstrammen oder Maschinenschlagwerke. — §. 95. Beschreibung der gemeinen, in Böhmen üblichen Handzugramme. — §. 96. Beschreibung der Kunstramme mit Vorgelege. — §. 97. Beschreibung der Kunstramme mit Winde. — §. 98. Beschreibung einer Pfahlsäge. Gusseiserne Piloten in England.

§. 99. Nachtheile der Handzugrammen. — §. 100. Verlust an Kraft in Hinsicht des schiefen Zuges bei einer Handzugramme. — §. 101. Gleichung zwischen Kraft und Last und Berechnung des Effektes bei einer gewöhnlichen Handzugramme; Vergleichung des letztern mit andern Arbeiten. — §. 102. Dieselbe Berechnung für schwerere Hoyer. — §. 103. Dieselbe Rechnung bei Annahme anderer Dimensionen. — §. 104. Gleichung zwischen Kraft und Last bei der Kunstramme mit Winde, mit Rücksicht auf alle Widerstände. — §. 105. Berechnung des Effektes bei dieser Maschine. — § 106. *Wiener Schlagwerk*. — §. 107. Erfahrungen über die Arbeiten bei Handzugrammen. — §. 108. Berechnung der Kunstramme mit Vorgelege. — §. 109. Beispiel.

§. 110. Einleitung zur Theorie des Stosses der Körper. — §. 111. Stoss unelastischer Körper. — §. 112. Stoss elastischer Körper. — §. 113. Wirkung des Schlages bei der Ramme. — §. 114 und 115. Bestättigung der Theorie durch Versuche, welche Herr *Woltman* im Jahre 1804 in Hamburg anstellte. — §. 116. Dasselbe durch Versuche des Herrn *Mehne* vom Jahre 1804. — §. 117. Erfahrungen im Grossen über das Tragungsvermögen der Pfahlwerke. — §. 118. Dasselbe mit Angabe der Dimensionen für Pilotirungen bei Fundamenten nach Herrn *Woltman*.

IV. Kapitel

Ausschöpfen des Wassers aus kleinern Tiefen, mittelst Handeimern, Wurf- und Schwungschaufeln, dann Schaufelwerken.

§. 119. Ableitung des Wasser aus Fangdämmen mittelst Abzugsgräben: Anwendung dieser Methode bei einem Brückenbaue in *Turin*. — §. 120. Ausschöpfen des Wassers mit Handeimern, nebst Angabe des Effektes. — §. 121. Dasselbe mit Wurf- und Schwungschaufeln nebst Angabe des Effektes. — §. 122. Beschreibung des Schaufelwerkes. — §. 123. Berechnung desselben und seines Effektes. — §. 124. Vergleichung dieser Rechnung mit der Erfahrung von *Manger* in *Potsdam*. — §. 125. Angabe zur Verbesserungen des *Manger*'schen Schaufelwerkes zur Vermehrung des Effektes.

V. Kapitel.

Ausschöpfen des Wassers mittelst Paternosterwerken.

§. 126. Beschreibung der Paternosterwerke. — §. 127. Berechnung derselben, wenn die Kolben im Steigrohr genau anschliessen. — §. 128. Beispiel hierüber und Vergleichung unserer Rechnung mit jener des Herrn *Eytelwein* — §. 129. Berechnung des Paternosterwerkes, wenn die Kolben einen Spielraum haben. — §. 130. Berechnung dieses Spielraums in einem Beispiel.

VI. Kapitel.

Schöpfräder und Kastelwerke; Bewässerung der Grundstücke.

§. 131. Beschreibung der Schöpfräder. — §. 132. Beschreibung der Wasserwurfräder. — §. 133. Berechnung der Wasserschöpfräder. — §. 134. Beispiel hierüber. — §. 135. Berechnung der Wasserschöpfräder für einen gegebenen Effekt. — §. 136. Beispiele hierüber. — §. 137. Berechnung des Kastelwerkes. — 138. Beispiele hierüber. — §. 139. Wichtigkeit der Wasserleitungen zur Bewässerung der Grundstücke. — §. 140. Allgemeine Darstellung der Bewässerung in der *Lombardie*. — §. 141. Vortheile der *Lombardi*schen Seen für diese Bewässerung. — §. 142. Geschichte der *Lombardi*schen Bewässerung. — §. 143. Winterwiesen in der *Lombardie*, ihr Erträgniss und Kaufpreis. — §. 144. Zweckmässige Gesetzgebung zur Beförderung der Wasserleitungen in der *Lombardie*. — §. 145. Wasserzoll als Einheit zur Messung des abfliessenden Wassers. — §. 146. Kanal von *Pavia*; Lokalität für im Grossen anzustellende hydraulische Versuche. — §. 147. Beschreibung der Vorrichtung zur Wassermessung in der Lombardie. — §. 148. Gebrauch dieser Vorrichtung. — §. 149. Preis des Wassers in der *Lombardie*. — §. 150. Wassermenge, welche zur Bewässerung der Wiesen in der *Lombardie* erfordert wird. — §. 151. Anlage der Wassergräben zur zweckmässigen Bewässerung der Wiesen. — §. 152. Hierzu erforderliche Planirung des Terrains; Maschine zum Erdtransporte. — §. 153. Darstellung der verschiedenen Arten bewässerbarer Wiesen anzulegen. — §. 154. Beobachtungen hierbei.

VII. Kapitel.

Archimedische Wasserschnecke.

§. 155. Erklärung der Wasserschnecke. — §. 156. Verschiedene Konstrukzionsarten derselben. — §. 157. Wasserschnecke mit geraden Bretern. — §. 158. Wasserschnecke mit gekrümmten Bretern. — §. 159. Erklärung der Wirkung einer Wasserschnecke. — §. 160 Bestimmung der Durchschnitte der Wasseroberfläche mit den Windungen. — §. 161. Berechnung der Wassermenge in den Schneckengewinden. — §. 162. Bemerkungen darüber. — §. 163. Einfluss des Normalpunktes auf die Wassermenge; Versuche hierüber von Herrn *Eytelwein*. — §. 164. Weitere Bemerkungen über die Berechnung der Wassermenge. — §. 165. Versuche von Prof. *Hennert* über die Wassermenge. — §. 166. Versuche von Herrn *Eytelwein* hierüber. — §. 167. Vergleichung unserer Rechnung mit diesen Versuchen. — §. 168. Berechnung der erforderlichen Kraft und des Effektes einer Wasserschnecke. — §. 169. Effekt der Wasserschnecken nach *Hachette*. — §. 170. Erklärung der Wasserschraube; Beschreibung einer Wasserschrauben-Windmühle. — §. 171. Versuche von Herrn *Eytelwein* mit der Wasserschraube. — §. 172. Vergleichung derselben mit unserer Rechnung.

Inhalt des dritten Bandes.

VIII. Kapitel.

Spiralpumpe.

§. 173. Konstrukzion des Schöpfrades mit spiralförmigen Wasserkästen. — §. 174. Erklärung der Spiralpumpe und ihrer Wirkung. — §. 175. Konstrukzion derselben. — §. 176. Beschreibung einiger im Grossen ausgeführter Spiralpumpen. — §. 177. Berechnung der Spiralpumpe mit Windungen von gleichem Durchmesser, aber verjüngten Röhren. — §. 178. Tabellen für die Konstrukzionsverhältnisse solcher Spiralpumpen. — §. 179. Beispiele. — §. 180. Bemerkungen hierüber. — §. 181. Berechnung des Effektes mit Rücksicht auf alle Widerstände. — §. 182. Beispiel. — §. 183. Berechnung der Spiralpumpe mit verjüngten Windungen und gleich weiten Röhren. — §. 184. Beispiel. — §. 185. Bemerkuugen über beide Gattungen Spiralpumpen. — §. 186. Spiralpumpe mit hölzerner Schlange.

IX. Kapitel.

Saugpumpen und Kunstsätze.

§. 187. Verschiedene Gattungen Pumpen. — §. 188. Konstrukzion der Saugröhren. — §. 189. Kolbenröhren von Holz, Gusseisen und Metall. — §. 190. Aufsatzröhren; Verhältnisse der Durchmesser der Kolben- und Saugröhren. — §. 191. Konstrukzion der Kolben. — §. 192. Ventile Kolbenstangen, Hubshöhe der Kolben und ihre Geschwindigkeit. — §. 193. Hohe und niedrige Kunstsätze, ihre Vortheile uud Nachtheile. — §. 194. Konstrukzion der Schachtstangen. — §. 195. Kunstsatz im *Kaiser-Josephs-Schachte* zu *Joachimsthal* in Böhmen. — §. 196. Kunstsätze zu *Schemnitz* in *Ungarn*. — §. 197. Eigenschaften der Kunstsätze und Pumpen; Wichtigkeit dieser Theorie. — §. 198. Statische Berechnung der Saugpumpen. — §. 199. Widerstand durch die Kolbenreibung. — §. 200. Berechnung der Kolbenreibung. — §. 201. Angestellte Versuche zu *Prag* über die Kolbenreibung. — §. 202. Grösse der Kolbenreibung nach Herrn *Eytelwein*. — §. 203. Erforderlicher Zwischenraum für den Durchgang des Wassers bei Ventilen. — §. 204. Berechnung der kleinsten Hubszeit für eine Saugpumpe. — §. 205 Bemerkungen hierüber. — §. 206. Beispiel für die kleinste Hubszeit bei Saugpumpen und verschiedenen Längen der Saugröhren. — §. 207. Genaue Berechnung der kleinsten Hubszeit, nebst Beispielen. — §. 208. Berechnung der erforderlichen Kraft für den Aufzug des Kolbens. — §. 209. Berechnung der Kraft für den Niedergang des Kolbens. — §. 210. Folgerungen, unter welchen Umständen die Kraft klein wird. — §. 211. Beispiel über eine Saugpumpe und Vergleichung mit der Rechnung des Herrn *Eytelwein*. — §. 212. Beispiel über die Anlage eines Kunstsatzes und Vergleichung mit der Rechnung des Herrn *Schitko*. — §. 213. Erforderliche Kraft für den Aufzug und Niedergang des Kolbens bei verschiedenen Hubszeiten. — §. 214. Vergleichung der Kraft bei hohen und niedrigen Sätzen. — §. 215. Genaue Berechnung der Kraft für den Aufzug des Kolbens. — §. 216. Berechnung des Effektes einer Saugpumpe. — §. 217. Beispiel über die Anlage einer Handkunst. — §. 218. Verminderung des Effektes durch den Wasserverlust der Pumpe und die Kraftanstrengung des Arbeiters bei dem Rückgange des Kolbens. — §. 219. Beschreibung der Kunstsätze im *Leopold-Schachte* zu *Schemnitz*.

X. Kapitel.

Vereinigte Saug- und Druckwerke.

§ 220. Gebrauch der Druckwerke und vereinigten Saug- und Druckwerke. — §. 221. *Neu-Mühlen-Wasserdruckwerk* in *Prag*, dessen Vortheile gegen das frühere Druckwerk. — §. 222. Beschreibung des Zimmerwerkes, der Saugröhren und Kropfzylinder. — §. 223. Beschreibung des Kolbens und der Kolbenliederung; Bewegung der Kolbenstangen. — §. 224. Kuppelung der Kurbeln mit der Welle; Zugstangen. — §. 225. Beschreibung des alten Wasserdruckwerkes. — §. 226. Kosten der Wasserdruckwerke. — § 227. Beschreibung des vom Herrn *von Reichenbach* in *Augsburg* erbauten Wasserdruckwerkes.

§. 228. Berechnung der Kraft zum Aufzuge und Niederdrücken des Kolbens bei einem Saug- und Druckwerke. — §. 229. Beispiel hierüber. — §. 230. Einfluss der Weite des Steigrohrs. — §. 231. Genaue Berechnung der mittlern Kraft für den Aufzug und das Herabdrücken des Kolbens. — §. 232. Berechnung des Effektes für ein Druckwerk. — §. 233. Beispiel über die Anlage eines Druckwerkes nebst Beurtheilung des Einflusses der Weite des Steigrohres. — §. 234. Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte bei Druckwerken. — 235. Bestimmung des vortheilhaftesten Durchmessers des Stiefels.

§. 236. Ungleichförmigkeit der Bewegung bei Krummzapfen. — §. 237. Berechnung der ungleichförmigen Bewegung eines Krummzapfens mit einer angehängten Last. — §. 238. Berechnung für die Bewegung eines Krummzapfens mit mehreren Lasten. — §. 239. Bestimmung der beständigen Betriebskraft bei Krummzapfen. — §. 240. Berechnung der Wiederherstellung der Geschwindigkeit, wenn die Anzahl der Lasten an einer Kurbel eine gerade Zahl ist. — §. 241. Berechnung der Wiederherstellung der Geschwindigkeit, wenn die Anzahl der Lasten an einer Kurbel eine ungerade Zahl ist. — §. 242. Berechnung der Grösse und des Ortes der grössten und kleinsten senkrechten Geschwindigkeit für die Bewegung bei einer Kurbel. — §. 243. Allgemeine Gleichung für die Bewegung bei einem dreiarmigen Krummzapfen; Maximum usd Minimum der Beschleunigung. — §. 244. Statisches Moment der Last, angesaugte und hinabgedrückte Höhe des Wassers im Kolbenrohre bei ein- zwei- drei- vier- und fünfarmigen Kurbeln eines Druckwerkes. — §. 245. Genaue Berechnung eines dreiarmigen Saug- und Druckwerkes. — §. 246. Berechnung eines Druckwerkes mit unterschlächtigem Wasserrad. — §. 247. Erstes Beispiel zur Vergleichung der genauen Rechnung mit der elementaren. — §. 248. Zweites Beispiel hierüber. — §. 249. Berechnung eines Saug-Druckwerkes mit einem oberschlächtigen Wasserrad. — §. 250. Beispiel hierüber. — §. 251. Bemerkungen über Wasserdruckwerke. — §. 252. Berechnung des *Neu-Mühlen*-Wasserdruckwerkes in *Prag*.

XI. Kapitel.

Wassersäulenmaschinen.

§. 253. Gebrauch der Wassersäulenmaschinen. — §. 254. Erfindung der Wassersäulenmaschinen. — §. 255. Konstrukzion der Wassersäulenmaschinen. — §. 256. Wassersäulenmaschinen in *Kärnthen*. — §. 257. Beschreibung der Wassersäulenmaschine in *Kreuth*. — §. 258. Zuleitungs- und Einfallsröhren für diese Maschine. — §. 259. Konstrukzion der Regulirungspipe. — §. 260. Konstrukzion der Wendungspipe. — §. 261. Beschreibung der Treibzylinder. — §. 262. Konstrukzion der Kolben bei den Treibzylindern. — §. 263. Verbindung der hölzernen Hubstange mit dem Kraftquadranten; Lastquadrant. — §. 264. Konstrukzion und Erklärung der Steuerung. — §. 265. Beschreibung der Schachtstangen und des Saug-Druckwerkes. — §. 266. Kosten dieser Wassersäulenmaschine. — §. 267. Leistung dieser Wassersäulenmaschine. — §. 268. Beschreibung der Wassersäulenmaschine auf *Reicher Bergsegen-Fundgrube* zu *Freiberg* in *Sachsen*. — §. 269. Beschreibung der Wassersäulenmaschine auf *Alte Mordgrube-Fundgrube* daselbst. — §. 270. Beschreibung

der Wassersäulenmaschine auf *Segen Gottes - Erbstollen* zu *Gersdorf.* — §. 271 Art und Weise, wie die Versuche über den Wirkungsgrad dieser Maschinen angestellt wurden. — §. 272. Versuche bei der Wassersäulenmaschine auf *Segen Gottes Erbstollen.* — §. 273. Versuche bei der Wassersäulenmaschine auf *Alte Mordgrube.* — §. 274. Versuche bei der Wassersäulenmaschine auf *Reicher Bergsegen - Fundgrube.* — §. 275. Vergleichung des Kraftaufwandes mit dem Effekte bei der Wassersäulenmaschine zu *Schemnitz* von *Hell.* — §. 276. Wassersäulenmaschinen in *Schemnitz* von Herrn Bergrathe *Schitko.*

§. 277. Berechnung der Kraft zum Aufzug und für den Niedergang des Kolbens bei der einfach wirkenden Wassersäulenmaschine. — §. 278. Berechnung der Zeit eines Auf- und Niederganges des Kolbens. — §. 279. Berechnung des Einflusses der Einfallshöhe und Förderungshöhe auf die Zeit des Auf- oder Niederganges des Kolbens. — §. 280. Berechnung des Effektes der einfach wirkenden Wassersäulenmaschine. — §. 281. Bemerkungen hierüber. — §. 282. Berechnung des vortheilhaftesten Durchmessers der Kolbenröhren der Saugsätze bei der einfach wirkenden Wassersäulenmaschine. — §. 283. Genaue Berechnung des vortheilhaftesten Durchmessers der Kolbenröhren der Saugsätze. — §. 284. Berechnung des Einflusses, welchen die Bestimmung des Durchmessers auf den Effekt in beiden Fällen äussert. — §. 285. Bemerkungen über die vorstehenden Berechnungen des Durchmessers der Kolbenröhren der Saugsätze. — §. 286. Berechnung der doppelt wirkenden Wassersäulenmaschinen mit einem doppelt wirkenden Treibzylinder. — §. 287. Beispiel hierüber. — §. 288. Berechnung des Einflusses der Trägheit auf den Effekt. — §. 289. Berechnung der Kraft für den Aufzug und Niedergang des Kolbens bei der Wassersäulenmaschine mit zwey Treibzylindern. — §. 290 Berechnung der Last, Zeit eines Kolbenhubes und des Effektes, wenn durch die Wassersäulenmaschine ein Saug - Druckwerk mit zwei Stiefeln bewegt wird. — 291. Beispiel hierüber. — §. 292. Vergleichung des Effektes der doppelt wirkenden Maschine mit einem Treibzylinder mit dem Effekte einer Maschine mit zwei solchen Zylindern. — §. 293, 294 und 295. Berechnung der doppelt wirkenden Wassersäulenmaschine in *Kreuth.* — §. 296 und 97. Versuche bei der Wassersäulenmaschine in *Kreuth* und Vergleichung derselben mit der Theorie. — §. 298. Bemerkungen über Wassersäulenmaschinen. — §. 299. Leistung der auf einer tonnenlegigen Eisenbahn angelegten Kübelförderungsmaschine in *Kreuth.* — §. 300. Versuche über den Effekt der Wassersäulenmaschine zu *Raibl* in *Kärnthen.* — §. 301. Beschreibung und Leistung des Spritzrades zu *Raibl.* — §. 302. Lothrechte Kübelförderungsmaschine in *Raibl.* —

XII. Kapitel.

Gebläse.

§. 303. Gebrauch der Gebläse, einfache und doppelte lederne Bälge. — §. 304. Nachtheil der ledernen Bälge; hölzerne Gebläse. — §. 305. Schädlicher Raum der hölzernen Gebläse; Zylinder - und Kastengebläse. — §. 306. Beschreibung des fürstl. *Fürstenberg*'schen Eisenwerkes in *Böhmen.* — §. 307. Beschreibung sämmtlicher Hüttenwerke auf der Herrschaft *Pürglitz.* — §. 308. Uebersicht der *Neu - Joachimsthaler* Gusswerksanlage; Erz - und Kohlenschupfe. — §. 309. Hochöfen, Anlage der Abzüchte und Kanäle zur Ableitung der Erdfeuchtigkeit; Dimensionen des Ofenschachtes. — §. 310. Bauart der Hochöfen. — §. 311. Einlegung eiserner Schliessen und Dunstzüge in den Hochofen. — §. 312. Konstrukzion der Form der Düse für die Windleitung; Einstellen des Windes beim Abstiche. — §. 313. Bauart der hölzernen Gebläsekästen. — §. 314. Bauart des Kolbens, Federleisten, Ventile. — §. 315. Konstrukzion der Leitarme für die Kolbenstange. — §. 316. Verzeichnung der exzentrischen Kolbenhubsräder. — §. 317. Konstrukzion des Windregulators und Windmessers. — §. 318. Eintheilung des Gefälles für die oberschlächtigen Betriebsräder; Vorrichtung zur Regulirung des Aufschlagewassers. — §. 319. Bauart der oberschlächtigen Wasserräder. — §. 320. Konstrukzion der gusseisernen Stirnräder. — §. 321. Reparaturen dieser Stirnräder und Maschinerie zur Ausrückung derselben. — §. 322. Zugänge zu den Zapfen der Wasserräder in Betreff der Einschmierung derselben. — §. 323. Konstrukzion der Kraniche; Sand-Massen - und Lehm - Formerei. — §. 324. Konstrukzion der gusseisernen Thürstöcke, Dächer und Stiegen im Hochofengebäude. — §. 325. Resultate der ersten Schmelz-*Campagne.* — §. 326. Erz - und Kohlenbedarf zur Erzeugung eines Zentners Eisen. — §. 327. Beschreibung der gusseisernen Zylinderbläse in *Maria - Zell* in *Steyermark.* — 328. Konstrukzion der Kolben, Versuche über Kolbenreibung; Luftbedarf zur Schmelzung eines Zentners Eisen. — §. 329. Beschreibung des Gebläses zu *Hieflau* in *Steyermark*; Schmelzresultate zweier zu *Eisenerz* betriebener Hochöfen. — §. 330. Erfahrungen über Luftmenge und Betriebskraft.

§. 331. Berechnung des Ausströmens der Luft in einen luftleeren Raum. — §. 332. Berechnung des Ausströmens gepresster Luft in die Atmosphäre — §. 333. Berechnung des Einströmens atmosphärischer Luft in einen luftverdünnten Raum. — §. 334. Apparat zur Messung des Ausströmens verdichteter Luft. — § 335. Aufstellung der Gleichungen für die Bestimmung des Zusammenziehungskoeffizienten beim Ausströmen der Luft. — §. 336. Gleichungen für die Berechnung des Zusammenziehungskoeffizienten aus den vom Herrn *Koch* angestellten Versuchen. — §. 337. Berechnung der Zusammenziehungskoeffizienten aus diesen Versuchen beim Ausströmen der Luft aus Platten mit kreisrunden Oeffnungen, aus kurzen zylindrischen und konischen, nach aussen verjüngten Ansatzröhren. — §. 338. Grösse des Zusammenziehungskoeffizienten für die verschiedenen Fälle des Ausflusses. — §. 339. Gesetze für die Bewegung der Luft in langen Röhrenleitungen. — 340 Berechnung des Widerstandskoeffizienten aus den Versuchen des Herrn *Koch* mit den längsten Röhrenleitungen. — §. 341. Gleichung für die Bewegung der Luft in zylindrischen Röhren. — §. 342. Bemerkungen über den Röhrenwiderstand. — §. 343. Berechnung des Effektes eines Gebläses. — §. 344. Berechnung über die Anlage eines Gebläses mit unterschlächtigem Wasserrad. — §. 345. Berechnung des Gebläses in *Neu - Joachimsthal.*

XIII. Kapitel.

Hammerwerke.

§. 346. Zweck der Hammerwerke. — §. 347. Beschreibung des Hammerwerkes zu *Rostock* in Böhmen. — §. 348. Konstrukzion des Wehres. — §. 349. Anlage des Durchlasses; Steinkästen. — § 350. Anlage und Konstrukzion der Schleusse zur Regulirung des Wassers in dem Hammergraben. — § 351. Bauart der Schütze bei der Schleusse und Vorrichtung zum Aufzuge derselben. — §. 352. Eintheilung des Gefälles im Hammergraben. — § 353. Eintheilung des Gefälles für die Gerinne. — §. 354. Konstrukzion der Gerinne. — § 355. Konstrukzion des Schützenzeuges. — §. 356 und 357. Wasserräder, Befestigung derselben an die Welle. — 358. Einlegung eines neuen Zapfenlagers, Konstrukzion der Zapfen und Zapfenlager für die Wasserräder. — §. 359. Anlage der Gebäude für die Hämmer und Gebläse. — §. 360. Konstrukzion des Stirnrades. — §. 361. Zusammensetzung des Stirnrades. — §. 362. Konstrukzion des Vorgeleges, Schwungrades, der Hubdäumlinge. — 363 Zapfen und Zapfenlager der Hammerwelle. — §. 364. Konstrukzion des Hammergerüstes. — §. 365. Befestigung des Hammergerüstes an die Hüttensohle. — §. 366. Prellhölzer. — §. 367. Konstrukzion der Hammerhülse, des Hammers. — §. 368. *Chabotten*-Stock, Ambosslager, Amboss. — §. 369. Einrichtung der Maschinerie. — §. 370. Regulirung der Hubshöhe des Hammers. — §. 371. Konstrukzion des Frischheerdes. — §. 372. Konstrukzion des Feuerheerdes; Schlackenabzugsrohr; Zeugbehälter. — §. 373. Konstrukzion der Form. — §. 374. Verbindung der Düse mit den Lutten. — §. 375. Ventil zur Regulirung des Windes; Wasserkasten. — §. 376. Kohlenbehältnisse. — §. 377. Manipulazion beim Frischen des Eisens. — §. 378. Bau des Wasserrades, des Zapfenlager-Ständers und der Zapfen für das Gebläse. — §. 379. Vorgeleg für das Gebläse. — §. 380. Konstrukzion und Aufkeilung der exzentrischen Räder. — §. 381. Frikzionsräder, Mittelstücke, Leitstangen. — §. 382. Konstrukzion der Gebläsekästen und des Gerüstes. — §. 383. Konstrukzion des Kolbens und dessen Liederung. — §. 384. Bau des Sammelkastens. — §. 385. Konstrukzion der Windlutten. — §. 386. Luftmenge bei den *Rostocker* Frischfeuern. — §. 387. Zapfenlagerständer, Zapfenlager; Hubdäumlinge bei den Zain- und Fassreifhämmern; Hammergerüst. — §. 388. Fundirung für das Zain- und Fassreifhammergerüst. — §. 389. Büchsen, Hammerhülse, Hammerhelm, Prellstock, Zainhammer. — §. 390. Amboss des Zainhammers; schwebende Bank. — §. 391. Fassreifhammer. — §. 392. Spitzbalg, Bewegung desselben; vortheilhafteste Zahl der Schläge beim Zain- und Fassreifhammer. — §. 393. Einleitung zur Berechnung der Hammerwerke. — 394. Tabelle für die Anzahl Schläge bei verschiedenen Fallhöhen. — §. 395. Fallzeit des Aufwurfhammers mit Berücksichtigung des Hammerhelms. — §. 396. Dasselbe beim Schwanzhammer. — §. 397. Berechnung über die Anlage eines Aufwurfhammers mit unterschlächtigem Wasserrad. — 398. Beispiel hierüber. — §. 399. Berechnung über die Anlage eines Hammerwerkes mit drei Schwanzhämmern und einem unterschlächtigen Wasserrade. — §. 400. Beispiel hierüber.

XIV. Kapitel.

Walzwerke.

§. 401. Einführung der Streck- und Stabeisenwalzwerke; Stabeisen- und Blechwalzwerk zu *Lanau* in *Ober-Steyermark*. — §. 402. Geschichtliche Daten des *Lanauer* Eisenwerkes. — §. 403. Beschaffenheit der *Neuberger* Erze; Besoldung des Grubenpersonals; Kosten eines Zentners Eisensteine. — §. 404. Rösten der Eisensteine, Holz- und Kohlenbedarf zum Rösten derselben. — §. 405. Zustellung des *Kaiser-Franz* Hochofens in *Neuberg*; Luftmenge für den Betrieb desselben; wochentliche Flossen-Erzeugung, Kohlen- und Erzbedarf zur Erzeugung eines Zentners Roheisen. — §. 406. Braten der Flossen; Besoldung des Schmelzofen-Personals; Gestehungskosten eines Zentners Roheisen. — §. 407. Anwendung der Gichtflamme zum Kalk- und Ziegelbrennen; Einführung von Wasserdämpfen in den Hochofen; Anwendung von gespaltenem Holze statt der Kohlen. — §. 408. Zerrennen der gebratenen Flossen; jährliche Grobeisenerzeugung, Passirungs-*Callo* für den Zerrenn-Hammermeister; Besoldung des Zerrenn-Personals; Verdingung der Hammerarbeiter. — §. 409. Passirungs-*Callo* für den erzeugten Zentner Streckeisen; jährliche Erzeugung; Arbeitslohn für den Zentner Streckeisen. — §. 410. Verkaufspreis und Gestehungskosten eines Zentners Eisen. — §. 411. Kohlenerzeugung aus einer Kubikklafter Holz; Gedingslohn für die Verkohlung eines Fasses Kohlen. — §. 412. Wasserzuleitung für die Walz- und Hammerwerke. — §. 413. Konstrukzion der Gerüste und der Walzen des Streckeisenwalzwerkes; Abdrehen der Walzen; Zapfenlager in den Walzenständern. — §. 414. Getriebe zwischen den zwei Walzenpaaren; Anziehen oder Stellen der Walzen. — §. 415. Quadrat-Kuppelung der Walzen mit dem Betriebsrade. — §. 416. Zylindrische Kuppelung; Kuppelung mit gezahnter Scheibe; verrückbares Lager des Triebrades mit Stellschrauben. — §. 417. Wassermenge für die Quadrat- und flache Eisenerzeugung. — §. 418. Einlassen der Grobeisenstücke zwischen die Platten; Vortheile und Nachtheile des Schwungrades beim Walzwerke; glatte Walzen zur Erzeugung des flachen Stabeisens. — §. 419. Blechwalzwerk; Oefen für das Erhitzen des Grobeisens; Kosten des Walzwerkbaues und des Drehwerkes. — §. 420. Manipulazion beim Walzen des Stabeisens; Glätten desselben unter dem Polierhammer; Besoldung des Streckwalzwerkes-Personals; Erzeugung des gewalzten Eisens; Tabelle über die beim Streckwalzwerk vorgenommene Probe hinsichtlich des Eisenabbrandes. — §. 421. Vortheile des Walzwerkes gegen die früher bestandenen Streckhämmer; Tabelle über die Leistungsfähigkeit des *Lanauer* Streckwalzwerkes. — §. 422. Manipulazion beim Walzen des Bleches; Wasserbedarf in der Sekunde; Walzwerks-Personale und Besoldung desselben; Blecherzeugung; Holzverbrauch; Tabelle über den Eisenabbrand. — §. 423. Eisen- und Blecherzeugung des *Lanauer* Eisenwalzwerkes. — §. 424. Erforderliche Kraft zum Walzen eines bestimmten Quantums Stabeisen.

Druckfehler.

Seite	Zeile	statt	soll stehen
40	19. von unten	Fig. 9 und 10	Fig. 10 und 11
44	1. „ „	$aE = nE$	$aE - nE$
122	17. „ oben	$Q = N.k$	$Q =$
156	14. „ unten	$2\sqrt{g.AE'}$	$2\sqrt{g.A'E}$
179	18. „ oben	$0,_{619}.2\beta.k'.{}^2/_3.2\sqrt{15,_5h'}$	$0,_{619}.2\beta.h'.{}^2/_3.2\sqrt{15,_5h'}$
233	11. „ unten		(an der Seite) Fig. 8, Tab. 86.
282	7. „ oben	die mittlere	die
282	8. „ „	$a + e + {}^1/_2 b$	$a + e$, wornach die Rechnung in diesem §. abzuändern ist.
289	11. „ „	3114	3114,7
295	2. „ unten	an ihrer obern Fläche	am obern Theile der Stiefel
296	12. „ „	in A	in A, Fig. 19,
389	5. „ „	$-\frac{1}{2}\left(\frac{F}{0,_{813}f}\right)^2\frac{b}{4g.t^2}$	$-\frac{1}{2}\left(\frac{F}{0,_{813}f}\right)^2\frac{b^2}{4g.t^2}$
390	10. „ oben	$\frac{m.S.r}{s}$	$\frac{2m.S.r}{s}$ wornach die Rechnungen bis Seite 393 abzuändern sind.
412	9. „ „	$\left(1+\frac{h}{180D}\right)\frac{h}{tg^2}$	$\left(1+\frac{h}{180D}\right)\frac{h}{g.t^2}$
437	5. „ unten		(an der Seite) Tab. 96.
440	6. „ oben	Platte o	Platte q Fig. 2, Tab. 98.
478	7. „ „	2 Reihen	3 Reihen
493	3. „ „	$\left(1+\frac{3t}{640}\right.$	$\left(1+\frac{3t}{640}\right)$
493	6. „ „	$\left(1+\frac{x}{20000}\right.$	$\left(1+\frac{x}{20000}\right)$
544	17. „ „		(an der Seite) Fig. 17, Tab. 94.

Beschreibung grösserer Maschinen,

vorzüglich jener,

welche bei dem Bau- und Hüttenwesen

vorkommen.

Einleitung.

§. 1.

Der dritte Band dieses Werkes soll die Beschreibung und Anlage der vorzüglichsten Maschinen enthalten, welche bei dem Bau- und Hüttenwesen vorkommen, nachdem in den zwei frühern Bänden die allgemeinen Grundsätze sowohl der Mechanik fester als flüssiger Körper abgehandelt wurden. Uiber den Bau einzelner Maschinen sind zwar mehrere Schriften erschienen, nach welchen man dieselben Maschinen wieder anzulegen in Stande seyn würde; es fehlt jedoch diesen Schriften an einer Theorie, wodurch die Grundsätze der besondern Anlage hinlänglich aufgeklärt und der Leser in Stand gesetzt wird, die beschriebenen Maschinen andern ähnlichen Anlagen entgegen zu halten, die Vorzüge der einen oder der andern Konstrukzion gehörig zu würdigen, und sich in einem bestimmten Falle über die zweckmässigste Wahl zu entschliessen. Ausserdem besitzen wir zwar mehrere grössere literärische Werke über Mechanik in Hinsicht ihrer Anwendung auf Künste und Gewerbe, welche jedoch allen Forderungen, die man an eine Maschinenlehre stellt, noch nicht entsprochen haben. In einem Theile dieser Werke erscheinen nämlich bloss theoretische Abhandlungen, die zwar nach richtigen Grundsätzen vorgetragen sind, deren Verfasser aber keine solche Bekanntschaft mit den Künsten und Gewerben oder keine solche praktische Kenntnisse hatten, um auf dasjenige Rücksicht zu nehmen, was man in der Ausübung bei der Anlage solcher Maschinen zu wünschen pflegt. Andere Schriftsteller haben hingegen grössere Werke geliefert, worin blosse Beschreibungen von Maschinen und noch überdiess so unvollständig vorkommen, dass sie mehr Idealen gleichen, die bei der Anwendung noch zu viele Versuche fordern würden, demnach auch nicht ohne Schwierigkeit benützt werden können. Wir haben uns daher in der folgenden Abhandlung bemüht, diese Mängel möglichst zu beseitigen, und zu diesem Zwecke nur solche Maschinen aufgenommen, die entweder unter eigener Aufsicht ausgeführt, oder genau besichtigt und von solcher Beschaffenheit gefunden wurden, dass man für die angegebenen Leistungen und die Erfolge ähnlicher Unternehmungen zu bürgen vermag.

§. 2.

Bevor wir zur Beschreibung dieser Maschinen schreiten, müssen wir von der Konstrukzion oder dem Bau einzelner Maschinentheile und den Grundsätzen, welche hierbei zu beobachten sind, sprechen. Wir werden daher in dem ersten Kapitel dieses Bandes die vorzüglichsten Regeln, welche bei dem Baue der Räderwerke zu beobachten sind, angeben, und sodann die gebräuchlichsten Mechanismen beschreiben, wodurch Maschinentheile mitsammen verbunden oder ausser Wirksamkeit gesetzt und Bewegungen übertragen oder aufgehoben werden.

Uiber den Bau der hölzernen Räder besitzen wir in Deutschland mehrere sehr gute Schriften, wohin vorzüglich der Wasser-Mahl-Mühlenbau von *K. Neumann* (Berlin 1810 und 1818) gehört; allein die in neuern Zeiten immer mehr in Gebrauch gekommenen eisernen Räder sind darin nicht behandelt. In England hat zuerst *Buchanan* über den Bau eiserner Räder und die mechanischen Verbindungen ein praktisches Werk unter dem Titel geliefert: *Practical Essays on Mill Work and other Machinery, by Robertson Buchanan, Engineer; the second Edition Corrected, with Notes and Additional Articles, Containing new Researches on various mechanical subjects, by Thomas Tredgold, Civil-Engineer.* Ausserdem befinden sich einige Artikel hierüber in der Darstellung der mechanischen Wissenschaften von *Gregory*, welche in Halle im Jahre 1828 und in dem praktischen Mechaniker von *Nicholson*, welcher in Weimar im Jahre 1826 übersetzt erschien, dann in der technologischen Encyclopädie des Herrn *J. J. Prechtl*, k. k. Regierungsrathes und Direktors des polytechnischen Institutes in Wien, II. Band, Artikel: Bewegende Kräfte und Bewegung (Stuttgart 1830). Die meisten Konstrukzionen dieser Art, welche zugleich durch die deutlichsten Zeichnungen versinnlicht sind, finden sich in den Vorlegeblättern für angehende Mechaniker, welche im Jahre 1827 von der k. technischen Deputazion für Gewerbe zu Berlin herausgegeben, und uns von dem hochverdienten k. preuss. wirklichen geheimen Oberregierungsrath und Direktor im Ministerium des Innern für Handels- und Gewerbe-Angelegenheiten Herrn *Beuth* in Berlin zum Gebrauche mitgetheilt wurden.

Zur Vermeidung von Weitläufigkeiten und Wiederholungen werden wir uns in diesem Kapitel mehreremal auf Beschreibungen oder Abbildungen einzelner Maschinentheile, die im I. und II. Bande bereits vorkommen, beziehen, und eben so auch jene Mechanismen oder Bestandtheile, die später bei einzelnen Maschinen dargestellt und beschrieben werden, inzwischen übergehen.

I. Kapitel.

Bau der Räderwerke und einfache Verbindungen mechanischer Kräfte.

§. 3.

Zu den Wellen der Räder wird am zweckmässigsten Eichenholz gewählt, weil bei diesem Holze die Jahresringe, welche bei den Tannen, Fichten und Kiefern durch weichere Holztheile (Splint) getrennt erscheinen, noch eigends unter sich verwachsen sind, demnach das Eichenholz die grösste Festigkeit und Dauer besitzt. Die Wellen sollen aus solchen Eichenstämmen gehauen werden, die in geschlossenen Waldungen gewachsen sind und einen langen, geraden Schaft ohne viele oder grosse Aeste haben. Kann man keine, für Wellen brauchbare Eichenstämme auffinden, so wählt man sie von Kiefernholz, jedoch nur von gesunden, gerade gewachsenen Stämmen. Bei dem Mangel dieser Holzgattungen wählt man auch Wellen von Tannen- oder Fichtenholz, welche aber bei weitem nicht dieselbe Dauer wie die eichenen haben.

Fig. 1. Tab. 69.

Jede Welle wird vor ihrem Gebrauche vom Splinte befreit und so abgearbeitet, damit sie einen konzentrischen Gang um ihre Achse annimmt. Der Stamm, wovon Fig. 1 ein Stück in der vordern Ansicht darstellt, wird zuerst an beiden Enden winkelrecht abgeschnitten, an seiner ganzen Länge untersucht, die schadhaften Stellen hierbei bemerkt, und der Mittelpunkt der künftigen Welle an jedem Ende so bestimmt, damit bei der nachfolgenden Behauung des Stammes die schadhaften, hervorragenden oder einwärts gebogenen Theile an der Welle nicht mehr ersichtlich seyen. Man beschreibt dann aus dem Mittelpunkte an jeder Seite einen Kreis, in der Art, dass derselbe möglichst gross ausfällt und die schadhaften Stellen vermieden werden, worauf der vertikale Durchmesser der zwei beschriebenen Kreise mittelst des Senkbleies bezeichnet wird. Von dem obern oder dem untern Durchschnittspunkte des Durchmessers mit der Peripherie werden beide verzeichnete Kreise in eine willkührliche Anzahl Theile eingetheilt, z. B. bei schwächern Wellen in 6 oder 12, bei stärkern in 18 oder 24 Theile, damit das durch diese Punkte bestimmte Polygon Schenkel von etwa 3 Zoll Länge erhalte. Man wendet jetzt die Welle so lange, bis zwei Theilungspunkte an beiden Seiten in die Richtung des Senkbleies fallen, wozu immer jene Theile der Peripherie gewählt werden, die am meisten schadhaft sind, wo daher die grösste Abzimmerung erfordert wird. Es seyen diess die Punkte 2 und 3, so werden die Linien ab und cd mittelst des Senkels an den Stammenden bezeichnet, durch a und c eine

Fig. 1. Tab. 69. Linie mittelst Anschlagen der gefärbten Schnur an der ganzen Länge des Stammes sichtbar gemacht und dadurch dem Zimmermanne diejenige Linie bezeichnet, nach welcher der Stamm, der in seiner Lage mittelst eiserner Klammern befestigt bleibt, senkrecht abgezimmert werden muss. Sollte man dabei finden, dass einer an dem Umfange sichtbar gewesenen schadhaften Stelle nicht genug ausgewichen sey, so muss der früher angenommene Mittelpunkt eines oder beider Kreise abgeändert, jedoch immer gesorgt werden, damit kein Holz unnütz verhauen wird. Hat man auf diese Art die gehörigen Kreise zu beiden Seiten beschrieben und eingetheilt, so wird der Stamm, wie angegeben wurde, ausserhalb der Punkte 2 und 3, dann 3 und 4, u. s. w. behauen, und zugleich fortwährend gewendet, bis man mit der Abzimmerung ganz herumgekommen ist und die Welle ein vollkommen regelmässiges Polygon bildet. Wollte man sie ganz rund haben, so können die hervorstehenden Ecken leicht abgehauen werden.

Wenn die Arme durch die Welle gesteckt, oder sie mit *Durchsteckarmen* versehen wird, so lässt man sie gewöhnlich rund abarbeiten; bei *Aufsteckarmen* aber, welche nur in dem Umfange der Welle eingelassen sind, oder bei den *Schlossarmen*, welche die Welle umschliessen, wird sie gewöhnlich achteckig zugerichtet. Nach *N. Poda* Beschreibung der bei dem Bergbaue zu *Schemnitz* errichteten Maschinen, Prag 1771, Seite 12 haben die Tannenwellen der oberschlächtigen Kehrräder eine Länge von 28¼ Fuss, in der Dicke bei dem nassen Zapfen 33, bei dem trockenen 32 Zoll und sind achteckig zugehauen. Die metallenen Bleuelzapfen sind abgedreht und der nasse (nämlich jener zunächst dem Wasserrade) hat 7¼, der trockene aber 7 Zoll im Durchmesser, alles im *Schemnitzer* Bergmaasse.

Vor dem Gebrauche einer hölzernen Welle muss man dieselbe gehörig *austrocknen* lassen, wozu bei dem Eichenholze mehrere Jahre gehören. Zu diesem Zwecke bringt man die Stämme so wie alles Bauholz unter freie Schuppen, und versieht sie beiderseits mit einem aus Theer und Pech zusammengesetzten Pflaster, welches auf Leinwand aufgestrichen und an die beiderseitigen Endflächen angeklebt wird, um auf diese Art das Aufspringen an den Enden zu vermeiden. Bei jedem grossen Maschinenwerke muss man immer einige Wellen im Vorrathe haben.

Die Wellen müssen eine solche *Stärke* erhalten, um dem Widerstande, welcher auf sie einwirkt, begegnen zu können und während ihrer Bewegung nicht abgedreht zu werden. Wir haben bereits im I. Bande §. 344 eine Erfahrung über die Stärke der Wellen bei den ungarischen Bergwerksmaschinen angeführt und die Methode gezeigt, wie man hiernach die Stärke einer Welle in ähnlichen Fällen berechnen könne. Hierzu wird bemerkt, dass es im Allgemeinen vortheilhafter sey, stärkere Wellen als schwächere zu verwenden, weil die erstern verhältnissmässig weit länger dauern. Nach der Angabe im Wasser-Mahl-Mühlenbau von *Neumann* Seite 206 dauert eine 22 Zoll starke Welle eben so lange als 3 Wellen von 16 Zoll Stärke, welche letztern doch kostspieliger als die erstere sind und noch den Nachtheil gewähren, dass die öftere Einlegung einer neuen Welle Stillstände verursacht, während welcher das ganze Maschinenwerk ruhen muss. Es ist demnach vortheilhafter, stärkere Wellen zu verwenden, allein auch hier finden bestimmte Gränzen Statt, welche in der Schwierigkeit, so starke Bäume zu finden, und in ihrer Kostspieligkeit und Herbeischaffung oder Zufuhr begründet sind.

Für kieferne Wellen von 22 bis 24 Fuss Länge fordert *Neumann* eine Stärke von 22 bis 24 Zoll bei einem unterschlächtigen Wasserrade, welches zwei Mahlgänge, und 18 bis 20 Zoll Stärke bei einem solchen Wasserrade, welches einen Mahlgang treibt; 24 bis 26 Zoll Stärke bei einem oberschlächtigen Wasserrade, welches zwei Mahlgänge, und 20 bis 22 Zoll Stärke bei einem solchen Rade, welches einen Mahlgang treibt. Auf jede 2 Fuss mehr oder weniger Länge kann man nach demselben Schriftsteller 1 Zoll Stärke zusetzen oder abbrechen, endlich können Wellen von gesundem und gutem Eichenholz 2 Zoll schwächer als die vorangeführten kiefernen Wellen seyn. Uiberhaupt ist hinsichtlich der Stärke der Wellen der Umstand zu berücksichtigen, ob die Arme durch die Wellen gesteckt oder von aussen angeschlossen werden. Für die erstern ist immer eine grössere Stärke nothwendig. Wenn übrigens die Stirnräder nicht auf die Wasserradswellen aufgesteckt, sondern statt derselben Zähne am Umfange der Wasserradswelle angebracht sind, in welche die Drehlinge unmittelbar eingreifen, wie wir Seite 415 im II. Bande beschrieben haben, so entfällt die grössere Fürsorge hinsichlich der Stärke der Wellen, weil durch letztere die Bewegung nicht fortgepflanzt wird, demnach die Wellen viel kürzer und nur so stark gemacht zu werden brauchen, um den konzentrischen Gang um die Achse zu sichern.

In England, wo das Holz einen verhältnissmässig sehr hohen Werth hat, werden gegenwärtig meistens Wellen von Gusseisen verwendet; dieselben sind entweder zylindrisch und hohl gegossen, wie Fig. 16 und 17 Tab. 69, oder sie sind massiv und nach Art der eisernen Schafte mit Rippen versehen. Wir haben bereits die Konstrukzion solcher eiserner Wellen im II. Bande bei den oberschlächtigen und Kropfrädern kennen gelernt.

Fig. 16 und 17. Tab. 69.

§. 4.

Fig. 2 und 3.

Um den Zapfen in eine Welle einlegen und die nothwendigen Ringe an dieselbe antreiben zu können, muss an ihren beiden Enden der Hals gehörig angefertigt werden; es wird nämlich an diesen Enden eine Länge der Welle, welche ihrem Durchmesser beinahe gleichkommt, um die Dicke der Reifen abgearbeitet und das äussere Ende hierauf noch etwas schwächer gemacht, damit der Hals eine, gegen die Mitte der Welle aufsteigende schiefe Fläche bilde. In diese Welle wird nun gewöhnlich eine Oeffnung eingestemmt, die zur Aufnahme des Blattzapfens dient. Wir haben diesen Zapfen bereits bei dem Pferdegöpel Tab. 13, dann bei der Bretsäge Tab. 62 dargestellt und bemerken daher bloss, dass die Oeffnung in die Welle beiderseits genau eingestemmt und der breitere Theil des Zapfens oder sogenannte Bleuel mittelst eines hölzernen Schlegels mit Gewalt eingetrieben wird. Dieser Bleuel ist eben so lang wie der Hals der Welle, jedoch gewöhnlich etwas schmäler als der Durchmesser des Halses, damit man noch zwei Federn b von Schmiedeisen an ihn auflegen könne, welche durch das Antreiben der Reifen den Bleuel und sonach auch den Zapfen in seiner unverrückbaren Lage erhalten. Die schmiedeisernen Reifen sind gewöhnlich $\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}$ Zoll dick, 2 bis 3 Zoll breit und werden warm angetrieben. Die Bleuelzapfen werden bei den stärksten Wellen der Wasserräder und anderer grossen Räderwerke gebraucht.

Fig. 4. Tab. 69. Der **Hakenzapfen**, welcher Fig. 4 dargestellt ist, wird von Schmiedeisen verfertigt und mit einem, unter rechtem Winkel befestigten Haken versehen, um sich mittelst desselben in der Welle unverrückbar zu erhalten. Die Welle wird hierbei wie bei dem Bleuelzapfen zugerichtet, jedoch nur von einer Seite ausgearbeitet und von der andern bloss eine Oeffnung für den Haken durchgeschlagen. Der Zapfen wird nun eingeschoben, der leere Raum durch einen Spund und Keile ausgefüllt und die eisernen Ringe zur Zusammenhaltung des Ganzen fest angetrieben. Dieser Zapfen wird nur bei schwächeren Wellen gebraucht.

Fig. 5. Für noch kleinere Wellen wird zuweilen auch der **Spitzzapfen** angewendet, welcher Fig. 5 dargestellt ist. Dieser wird von Schmiedeisen angefertigt, 4 eckig und vorn mit einem rund abgedrehten Theile versehen. In die Welle wird nun eine Oeffnung eingestemmt und der Zapfen so tief eingeschlagen, dass er darin genau fest hält und nur der zylindrische Theil hervorsteht.

Fig. 6. Um den Fig. 5 dargestellten einfachen Zapfen konzentrisch zu stellen und in dieser Lage unverrückbar zu erhalten, pflegt man sich auch der Fig. 6 angezeigten 2 Stellschrauben zu bedienen; dieselben müssen so lang als der Halbmesser der Welle seyn und werden nach ihrer Länge mit einem sogenannten Holzschraubengewinde versehen. Die Löcher für diese Schrauben müssen durch die Mitte der Welle gebohrt werden, um den Zapfen zu erreichen, an seinem Ende gehörig zu stellen und sein Lockerwerden daselbst zu beseitigen.

§. 5.

Wenn ein Hebel oder eine gerade Stange auf und abbewegt und diess durch die Kreisbewegung eines Rades verrichtet werden soll, so bedient man sich hierzu der **Krummzapfen**. Dieselben werden vorzüglich bei Pumpen und Druckwerken gebraucht, wo wir ihre Konstrukzion näher kennen lernen werden. Es gibt aber auch Krummzapfen, wodurch die geradlinigte Bewegung der Stange in die kreisförmige eines Rades verwandelt wird, z. B. bei Dampfmaschinen. Fig. 7 bis Fig. 9 enthält die Darstellung eines solchen Krummzapfens, welcher aus mehreren Stücken zusammengesetzt ist. In Fig. 9 ist m ein Stück einer eisernen Welle, welche in ihrem Zapfen n ruht, an den von aussen der gusseiserne durchbohrte Arm o angeschoben wird, dessen vordere Ansicht Fig. 7 und hintere Ansicht Fig. 8 enthält. Dieser Arm ist zur Bewirkung der nöthigen Festigkeit hinten mit einer Rippe versehen und wird an die eiserne Welle m mittelst eines Stiftes p befestigt, welcher zur Hälfte in diese Welle und zur Hälfte in den Arm eingetrieben wird (Dieselbe Befestigungsart haben wir bereits bei den Eisenbahnwägen im I. Bande §. 557 und Tab. 32 kennen gelernt). An dem andern Ende des Armes ist der Zapfen q entweder angegossen oder er wird in denselben von Schmiedeisen oder Stahl eingesetzt und mittelst einer Schraube r, (Fig. 10) die mit hinreichend starker Mutter versehen ist, oder wie Fig. 11 mittelst des Keiles t angezogen. Die Zugstange wird nun auf den Zapfen angesteckt und ein Stift in die an seinem Ende befindliche Oeffnung vorgeschlagen, um sie in dieser Lage zu erhalten. Auch kann die Zugstange durch den Ring s Fig. 11 und 12 in ihrer Stellung erhalten werden; man muss sie jedoch für diesen Fall mit einem Zapfenlager versehen, welches sich abnehmen,

Fig. 7 bis 9.

Fig. 10 bis 12.

die Zugstange anlegen, und dann wieder das Lager einlegen und die Stange gehörig schliessen lässt.

In Fig. 12 ist der Zapfen mit einem konischen Theile in den Arm eingesetzt und wird in seiner Lage durch einen gleichen Stift t erhalten; hierdurch bewirkt man, dass der Zapfen bei dem Abbrechen des Stiftes noch in seiner Lage bleibt, indem die Zugstange sein Zurückgehen verhindert. Fig. 12. Tab. 69.

Der **Kugelzapfen**, welcher in kugelförmige Pfannen der Zugstangen passt, ist Fig. 13 dargestellt; man braucht denselben, wenn die Zugstange sich nicht in einer Ebene bewegt, die winkelrecht auf der Achse der Krummzapfenwelle steht. Fig. 13.

Einige haben auch statt des Bleuelzapfens den Fig. 14 dargestellten gusseisernen **Ringzapfen** vorgeschlagen, bei welchem nicht nur die Blätter des Bleuels, sondern auch der Ring und der Zapfen aus einem Stücke gegossen sind. Seine Anwendbarkeit unterliegt zwar keinem Zweifel, allein es ist zu bemerken, dass man hierbei nicht nur den Zapfen und die Blätter, sondern auch den Ring locker aufschieben müsse, um dem Zapfen die gehörige Stellung zu geben, worauf erst alles verkeilt wird. Fig. 14.

Bei **hohlen zylindrischen Wellen** wird der Zapfen wie Fig. 15 in der vordern Ansicht, Fig. 16 im Durchschnitte und Fig. 17 in der Seitenansicht zeigt, angebracht. Es wird nämlich eine Platte a b von hinreichender Stärke in der dargestellten Form mittelst 8 oder mehr Schraubenbolzen an den angegossenen Rand der Welle fest angezogen. Fig. 15 bis 17.

Sämmtliche beschriebene Zapfen müssen vor ihrem Gebrauche auf einer Drehbank gut **abgedreht** werden, um einen konzentrischen Gang mit möglichst geringer Reibung zu erhalten. Dasselbe geschieht auch bei den **Zapfen der senkrecht stehenden Wellen**, welche wir bereits im I. Bande §. 220 und Tab. 13 Fig. 8 und 9 dargestellt, und umständlich, sowohl in Hinsicht ihrer Konstrukzion als der Art ihrer Einsetzung beschrieben haben.

§. 6.

Die Zapfen der Räder müssen immer die **hinreichende Stärke** erhalten, um den Druck, welcher auf sie einwirkt, gehörig auszuhalten. Wir haben im I. Bande, §. 308 eine Regel angegeben, nach welcher die Stärke der Zapfen in jedem Falle berechnet werden kann. Bezeichnet nämlich P das Gewicht der Welle sammt ihrer ganzen Belastung in N. Oe. Pfunden, λ die Länge eines Zapfens in N. Oe. Zollen und m den Koeffizienten für den Bruch derselben Materie, woraus der Zapfen verfertigt ist, so findet man den Durchmesser x dieses Zapfens in N. Oe. Zollen aus der dort aufgestellten Gleichung $x = \sqrt[3]{\frac{14\,P\,.\,\lambda}{33\,m}}$. Nach den Versuchen §. 326 mit böhmischem **Gusseisen** ist im Mittel $m = 4549$, und nach den Versuchen mit französischem Gusseisen §. 296 beträgt es beinahe eben so viel. Diese Werthe gelten für den Fall des Bruches; da aber m so angenommen werden muss, dass kein Bruch eintritt, sondern vielmehr eine hinreichende Festigkeit und Sicherheit gegen den Bruch Statt finden soll, so müssen wir unserer Formel im Grossen gemachte, bewährte Erfahrungen zum Grunde legen. *Poda* führt in seiner Beschreibung der ungarischen Bergbaumaschinen die

Dimensionen und das Gewicht des oberschlächtigen Kehrrades zwischen dem Magdalena- und Karlsschachte an, an dessen Welle ein konischer Korb zur Erzförderung befestigt ist. Dieses Rad hat 6 Lachter im Durchmesser und 2 Reihen verkehrt gestellter Schaufeln, damit es vorwärts oder rückwärts gehen könne, je nachdem das Aufschlagewasser in die eine oder andere Reihe der Schaufeln eingelassen wird. Die tannene Welle desselben ist 5 Lachter 3½ Fuss lang und bei dem Wasserrade 2 Fuss 4 Zoll, bei dem andern Ende aber 2 Fuss 2 Zoll dick. Der gusseiserne Bleuelzapfen hat im Durchmesser bei dem dickern Orte der Welle 9 Zoll, bei dem dünnern 8 Zoll und ein jeder dieser Zapfen ist 9 Zoll lang. Die ganze Last, welche in den Zapfenlagern ruht, wurde theils durch Abwägen, theils durch Berechnung folgender Weise gefunden:

	Zent.	Zent.
Die tannene Welle	51	
Zwölf eiserne Wellenschienen	24	
Zwei metallene Bleuelzapfen	30	
Eiserne Wellenringe	10	
Gewicht der zugerichteten Welle		115
Die zwei äussersten Kränze des Wasserrades	32	
Der mittlere Hauptkranz	60	
Die 8 Hilfkreuze	48	
Die 16 Hilfkreuze	44	
Die 9 mittlern Hilfkreuze sammt Unterlagen und Augfuttern	38	
Die Laschen und Kreuzkrummlinge	11	
Die Hauptkreuzzulage	22	
Die Schaufeln	8	
Die Riegel	4	
Die Bodenbreter	14	
Die Kreuzziehringe	1	
Verschiedene Schrauben und Stecknägel	3	
Gewicht des Rades		285

	Zent.	℔	
Die Kreuze des grössern Radkranzes vom Spiralkorbe	22	20	
Die 2 mittlern Kränze	11	50	
Die Kreuze von den 2 mittlern und kleinsten Radkränzen	8	80	
Die sämmtlichen Anhalthölzer	7	70	
Die Schlaghölzer	78	60	
Verschiedenes Eisenwerk	6	30	
Gewicht des Spiralkorbes			135
Das hanfene Bergseil, welches etwas länger als 206 Lachter ist, beinahe			25
Das Wasser in den Schaufeln ohngefähr			8
Gewicht der ganzen Treibmaschine			568

Das *Schemnitzer* Gewicht kommt nach *Poda* mit dem N. Oe. Gewichte überein, dagegen ist aber 1 Klafter 4 Zoll 10½ Linien N. Oe. Maass = 1 Berglachter = 1,068 N. Oe. Klafter. Wird nun der Durchmesser des Zapfens mit 8½, seine Länge mit 9 *Schemnitzer*

Zoll angenommen und alle diese Werthe in die obige Formel substituirt, so haben wir $8{,}5 \, . \, 1{,}068 = \sqrt[3]{\frac{14 \, . \, 568 \, . \, 100 \, . \, 9 \, . \, 1{,}063}{33\ m}}$, woraus $m = 310$ folgt. Diess beträgt nur den 15^{ten} Theil von dem Koeffizienten $m = 4549$ für den Bruch des Gusseisens, wobei aber zu bemerken ist, dass die Zapfen dieser grossen Kehrräder verhältnissmässig immer sehr stark gemacht werden, weil stärkere Gussmassen nicht so leicht fehlerfrei zu erhalten sind und das Abbrechen eines solchen Zapfens mit bedeutenden, das Leben der Arbeiter gefährdenden Beschädigungen verbunden ist, auch die Wiederherstellung des Ganzen immer eine grössere Zeit erfordern würde. Wenn demnach Zapfen von Gusseisen gebraucht werden, so kann man in der obigen Formel $x = \sqrt[3]{\frac{14\ P \, . \, \lambda}{33\ m}}$ bei schwächern Wellen für m den Werth von beiläufig 600, bei stärkern Wellen aber $m = 300$ setzen und hiernach die Stärke der Zapfen berechnen.

Wir haben übrigens schon im I. Bande bemerkt, dass der Bruch bei dem Gusseisen und allen Körpern einen sehr unzuverlässigen Maasstab für die Festigkeit abgibt, und dass dagegen die Biegung und Elastizität der Körper einen besseren Maasstab zur Bestimmung ihrer nothwendigen Stärke gäbe. Eben so wurde dort bemerkt, dass das Eisen seine vollkommene Elastizität nur bis zum 3^{ten} oder 4^{ten} Theile jener Belastung behält, von welcher der Bruch erfolgt. Diess wäre also in unserem Falle bis zu dem Werthe $m = 1516$ oder $m = 1137$; von dem letztern betragt das gefundene $m = 310$ etwas mehr als $1/3$. Diess zeigt, dass die *Schemnitzer* Erfahrung der allgemeinen Regel ganz entspricht, gemäss welcher die Körper nur bis zum dritten Theile ihrer grössten Biegung innerhalb ihres elastischen Zustandes belastet werden dürfen.

§. 7.

Buchanan führt in dem Seite 4 genannten Werke, Band I. §. 153 u. ff. die Dimensionen und Gewichte mehrerer theils gusseiserner, theils hölzerner oberschlächtiger Räder, und die hierbei gemessenen Stärken der gusseisernen Zapfen (*Cast iron gudgeons*) an, woraus er die praktische Regel ableitet, dass die Kubikwurzel aus dem Gewichte eines Wasserrades sammt Welle in Zentnern (zu 112 engl. Pfund) ausgedrückt, beinahe so gross sey, als der Durchmesser eines gusseisernen Zapfens in engl. Zollen, welcher die hinreichende Stärke besitzt, um die Welle sammt ihrer Last zu tragen. Vergleichen wir diese Regel mit der vorangeführten *Schemnitzer* Erfahrung und bemerken, dass 1 N. Oe. Pfund $= 1{,}234746$ engl. *Imp. avoir dupois* Pfund, dann 1 engl. Zoll $= 0{,}9642$ N. Oe. Zoll ist, so haben wir zur Bestimmung eines gusseisernen Wellzapfens in N. Oe. Zollen die Gleichung $0{,}9642 \, . \, x = \sqrt[3]{P \, . \, 1{,}234746}$ woraus $x = 1{,}11 \sqrt[3]{P}$ folgt. In unserm Beispiele ist $P = 568$ demnach $x = 9{,}19$ Zoll, wogegen der wirkliche Durchmesser des Zapfens im Mittel seiner Stärke am vordern und hintern Ende $= 8{,}5$ *Schemnitzer* Zoll $= 9{,}08$ N. Oe. Zoll ist. Die obige Regel stimmt also in diesem Falle mit der Erfahrung sehr gut überein.

Uibrigens ist noch zu bemerken, dass die Festigkeit des Gusseisens so ungleich ist, dass man über die Stärke der hieraus zu verfertigenden Wellzapfen keineswegs eine allgemeine Regel angeben könne. In England selbst werden in den Hochöfen verschiedene

Gattungen Gusseisen erzeugt, wie wir schon im I. Bande §. 329 bemerkten; eine jede Gattung hat ihre eigene Festigkeit, und eben so weicht das Eisen aus dem einen und dem andern Hochofen von einander ab. Wir glauben daher, dass man in jedem praktischen Falle sich unserer im I. Bande §. 308 aufgestellten Gleichung zur Bestimmung der Stärke eines gusseisernen Wellzapfens zu bedienen, und hierin für den Bruchkoeffizienten m entweder den, aus der Erfahrung von *Poda* abgeleiteten, oder einen anderen aus Erfahrungen entnommenen Werth anzunehmen habe. Da bei den Versuchen von *Buchanan* die Länge der Zapfen nicht angegeben ist, so wird auch eine genaue Vergleichung derselben mit der *Schemnitzer* Erfahrung nicht möglich.

§. 8.

Die Stärke **geschmiedeter Zapfen** sollte gleichfalls nicht aus der Gleichung für den Bruch, sondern aus jener für die Biegung des Schmiedeisens bestimmt werden. *Buchanan* führt §. 162 seines Werkes an, dass seinen Versuchen zu Folge gusseiserne und geschmiedete Zapfen von gleicher Stärke, ohne Biegung Gewichte tragen können, welche sich wie 9 : 14 verhalten. Hieraus leitet er die Regel ab, dass man in jedem Falle zuerst den Durchmesser x eines gusseisernen Zapfens für die gegebene Belastung suchen und sodann aus der Proporzion $14 : x^3 = 9 : y^3$ den Durchmesser des schmiedeisernen Zapfens $y = x\sqrt[3]{\frac{9}{14}} = 0{,}863\, x$ berechnen solle. Aus den §. 327 und 329 im I. Bande angeführten Versuchen von *Tredgold* geht hervor, dass die Gewichte, welche Barren von gleichen Dimensionen aus Guss- und Schmiedeisen verfertigt, tragen können, sich wie die Zahlen $1065 : 1442 = 9 : 12{,}2$ verhalten. Aus unsern eigenen, im I. Bande im Detail angegebenen Versuchen hierüber ergibt sich das Verhältniss $94741 : 184036 = 9 : 17{,}5$, wovon die Ursache wohl darin liegt, weil unser, mit Verwendung von Holzkohlen erzeugtes Anlaufeisen weit mehr Festigkeit als das englische aus grösseren Massen gewalzte Stabeisen besitzt.

Wollten wir die Stärke schmiedeiserner Zapfen für N. Oe. Maass und Gewicht nach unserm Verhältnisse $9 : 17{,}5$ berechnen, so haben wir $y = x\sqrt[3]{\frac{9}{17{,}5}} = 1{,}11\sqrt[3]{\frac{9P}{17{,}5}} = 0{,}889\sqrt[3]{P}$. Nachstehende Tabelle enthält die hiernach berechneten Stärken gusseiserner und schmiedeiserner Zapfen für einige Gewichte P der Wasserräder.

Gewicht des Wasserrades P	Durchmesser des Wellzapfens von	
	Gusseisen $x = 1{,}11\sqrt[3]{P}$	Schmiedeisen $y = 0{,}889\sqrt[3]{P}$
N. Oe. Zentner	N. Oe. Zolle	
25	3,25	2,60
50	4,09	3,28
100	5,15	4,13
200	6,49	5,20
300	7,43	5,95
400	8,18	6,55
500	8,81	7,06
600	9,36	7,50

§. 9.

Die Zapfen ruhen in den Zapfenlagern. Die gebräuchlichste Form derselben für Fig. 21. Mühlwellen ist Fig. 21 in der vordern Ansicht und dem Grundrisse gezeichnet; diess Lager Tab. 69. ist gewöhnlich von Gusseisen oder Holz, manchmal von einer Metallmischung und zuweilen von Stein oder Glas; es wird bei den Mühlwellen in das Angewelle eingelassen, dessen Einrichtung wir bereits im II. Bande §. 279 und 319 beschrieben und dargestellt haben. Ist das Lager von Holz, so wird es aus Buchenholz und zwar aus ästigen oder sonst verwachsenen Stücken genommen; in diesem Falle muss es aber so eingelegt werden, dass der Zapfen nach den Jahren oder dem so genannten Span des Holzes läuft, wie Fig. 18 Fig. 18. dargestellt ist, weil dann das Lager weit länger dauert und auch die Reibung geringer ist, als wenn die Bewegung gegen die Jahre oder den Span des Holzes geht. Ist ein hölzernes Lager eingelaufen, so wird der obere Theil desselben wieder abgearbeitet. Nach *Neumann* reicht es hin, wenn runde und glatt gelaufene Zapfen ½ Zoll tief im Lager gehen. Hierüber ist zu bemerken, dass das Lager um so flächer seyn könne, je kleiner die Reibung ist; der Zapfen steigt nämlich auf jedem Lager so weit hinauf, bis der Sinus des Neigungswinkels der schiefen Fläche dem Reibungskoeffizienten gleich kommt; ist daher die Reibung klein, so geht der Zapfen in dem Lager nicht hoch hinauf und es kann auch die Tiefe desselben geringer seyn.

Im Allgemeinen ist zu erinnern, dass man die Lager nicht zu tief und immer hinreichend weit machen müsse, damit der Zapfen nicht hohl zu liegen komme und an die beiderseitigen schiefen Flächen angedrückt werde, weil sonst der Druck vergrössert und die Reibung wie bei dem Keile vermehrt würde. Die Berührung des Zapfens mit dem Lager soll daher immer flach seyn. Man hat in dieser Hinsicht vorgeschlagen, dem Zapfen, wie Fig. 37 zeigt, bloss einen metallenen Würfel zu unterlegen Fig. 37. und von der Seite, gegen welche die Bewegung geschieht, ein Frikzionsrad anzubringen. Das Lager kann in diesem Falle bei eingetretener Abnützung gewendet und der Reihe nach an seinen 6 Seiten gebraucht werden. Zur Verminderung der Reibung dient auch die bekannte Vorrichtung, dass man den Zapfen auf ein grösseres Frikzionsrad legt und zur Verhinderung des Ablaufens von beiden Seiten neben dem grossen Frikzionsrade noch solche kleinere Räder anbringt.

Die Zapfenlager Fig. 22 bis 42 werden sämmtlich von Gusseisen oder Messing verfertigt. Fig. 22 ist ein solches Lager, welches durch die Löcher a, a mittelst Schraubenbolzen auf einer hölzernen oder steinernen Unterlage befestigt wird. Dieses Lager ist Fig. 22. auf gleiche Art konstruirt, wie jenes bei den Eisenbahnwägen Tab. 32 Fig. 13 und 14, nur dass daselbst das Herausspringen der eisernen Radachsen durch einen vorgesteckten Bolzen verhindert wird. Fig. 23 stellt die vordere Ansicht und den Grundriss eines Fig. 23. Zapfenlagers mit einer Stirnwand b vor. In dasselbe wird eine messingene Pfanne c gelegt und das Lager bis an die Linie mn in Holz eingelassen. Die Verschiebung der Pfanne wird durch die angegossene, in das Lager passende Rippe a verhindert. Fig 24. Fig. 24 enthält die Seitenansicht und den Grundriss eines Zapfenlagers, in welches die Pfanne cc, die noch besonders gezeichnet erscheint, eingelegt, und durch die Hervorragungen d an ihrer Verschiebung verhindert wird.

§. 10.

Sämmtliche Lager Fig. 21 bis 24 sind offen und werden dann gebraucht, wenn die Wellen durch die Belastung in ihrer Lage erhalten werden. In vielen Fällen muss man jedoch ein geschlossenes Zapfenlager verwenden, wenn nämlich die Kraft aufwärts drückt und die Welle aus ihrer Lage gehoben werden könnte, oder bei stehenden Wellen.

Fig. 19 und 20. Tab. 69. Fig. 19 stellt eine metallene Pfanne oder Büchse dar, welche in Holz eingelassen und durch die Erhöhungen bei a und b gegen die Verdrehung geschützt wird. Fig. 20 ist eine solche Pfanne mit angegossenem Fusse m n, in welchem sich die länglichte Oeffnung b befindet. Dieser Fuss und somit auch das Lager werden mittelst eines durch die Oeffnung b gehenden Schraubenbolzens auf der hölzernen oder metallenen Unterlage befestigt und in die gehörige Entfernung gestellt. Der Fuss m n kann auch zu beiden Seiten angebracht und dadurch eine bessere Befestigung des Lagers bewirkt werden.

Fig. 25. Die doppelte Pfanne Fig. 25 kann wegen ihrer einfachen Form auch von Schmiedeisen hergestellt und die untere Hälfte in die hölzerne Unterlage eingelassen werden. Mittelst der 2 Schraubenbolzen werden beide Theile des Lagers zusammengehalten und an die Unterlage befestigt. Bei b ist eine Oeffnung in dem obern Theile zum Behufe der Einlassung des Oehles angebracht. Fg. 26. Fig. 26 ist ein ähnliches Lager, wobei die Backen a, a des oberen gusseisernen Theiles seine Verschiebung auf dem untern Theile verhindern. Die Schraubenbolzen haben bei b, b einen Ansatz, wodurch sie sich an dem untern Theile des Lagers halten; durch die Muttern c, c wird der obere Theil des Lagers angezogen und durch solche Muttern am entgegengesetzten Ende der Bolzen die Befestigung auf dem, unter dem Lager befindlichen hölzernen Balken bewirkt.

Fig. 27 bis 31. Die Zapfenlager Fig. 27 bis 36 haben besondere Gestelle, in welche Pfannen eingelegt werden; die Befestigung dieser Gestelle an die Unterlagen findet mittelst Schraubenbolzen Statt. Aus den Zeichnungen ist die Konstrukzion dieser Lager ersichtlich und es kann nach Umständen entweder das eine oder das andere gebraucht werden. Die Schraubenbolzen, welche den Pfannendeckel mit der obern Pfanne halten, gehen gewöhnlich durch die Höhlungen a, a der gusseisernen Gestelle Fig. 27, weil sie dann leicht ersetzt werden können, wenn sie schadhaft geworden sind. Bei den Lagern Fig. 28, 29 und 30 sind jedoch die Schraubenbolzen eingegossen. Fig. 31 enthält die vordere Ansicht, Seitenansicht und Grundriss eines Lagers, wobei die Schraubenbolzen, welche den Pfannendeckel halten, wie die Seitenansicht bei c zeigt, von der Seite eingelegt werden. Man kann demnach einen schadhaft gewordenen Bolzen neu einlegen, ohne das Lager aufzuheben, welches bei schwer belasteten Wellen z. B. bei der Schwungradswelle einer Dampfmaschine immer sehr umständlich ist. Das Lager Fig. 29 wird von geschmiedeten Eisen verfertigt.

Fig. 32. Fig 32 stellt ein Lager in der Seitenansicht und vordern Ansicht dar, welches in senkrechter Lage mittelst der Schraubenbolzen c, c an einer Wand oder Säule befestigt wird.

Fig. 33, 35 und 36. Tab. 69. Befindet sich die Welle in einigem Abstand von dem Fussboden oder einer andern Unterlage, so können die Lager Fig. 33 oder 35 gebraucht werden; dieselben sind von Gusseisen und mit Rippen versehen, um die erforderliche Festigkeit zu erlangen, ohne zu schwer zu werden. Das Lager Fig. 36 in der Seitenansicht, vordern Ansicht und dem Grundrisse dargestellt, dient zur Aufnahme des Zapfens einer Welle, welcher sich an einer Wand oder Säule endigt.

Fig. 34. Soll eine Welle in einigem Abstand von der Decke eines Zimmers angebracht werden, so kann man sich des Lagers Fig. 34 bedienen, wo wieder a die zur Verstärkung angegossene Rippe bedeutet. Mittelst der Schraubenbolzen b, b wird das Lager an die Decke befestigt.

Fig. 38. Soll eine stehende Welle nicht an den Enden, sondern irgendwo in ihrer Länge umfasst und festgehalten werden, so bedient man sich des Fig. 38 dargestellten Zapfenlagers. Die Konstrukzion ist aus der Zeichnung ersichtlich; es besteht aus 4 beweglichen Theilen, welche, wenn sie etwas ausgelaufen sind, wieder mittelst der Schraubenbolzen durch die in ihre Köpfe eingesteckten Stifte angezogen und gehörig gestellt werden können.

Fig. 39. Fig. 39 ist ein ähnliches Lager, wobei die Spur oder Pfanne durch 4 Stellschrauben befestigt und gerichtet wird.

Fig. 40. Fig. 40 wird das Pfannenfutter mit seiner Grundplatte in die hölzerne Unterlage AB eingelassen und in der gehörigen Lage durch 4 Keile aa, bb, cc und dd festgehalten. Der beigefügte Durchschnitt macht die Konstrukzion dieses Lagers genau ersichtlich.

Fig. 41. Fig. 41 ist ein viereckiges Pfannenfutter, welches mittelst Schraubenbolzen, die durch die Grundplatte ab gehen, auf der Unterlage befestigt wird.

Fig. 42. Endlich stellt Fig. 42 das obere Zapfenlager einer stehenden Welle M vor, wenn sie unter einem Balken N aufgestellt werden muss. Die untere Ansicht O und vordere Ansicht F dieses Lagers zeigen seine Konstrukzion und Befestigung mittelst Schraubenbolzen deutlich an.

§. 11.

Bei den meisten Maschinen kommen Räder (*Wheels, Roues*) vor. Es gibt verschiedene Arten derselben. Wenn die Zähne am äussern Umfange der Peripherie eingeschnitten oder eingesetzt werden, so nennt man diess Stern- oder Stirnräder (*Spur Wheels, Roues plattes*); wenn aber die Zähne an der Seitenfläche des bewegten Rades, oder wie bei den hölzernen Rädern der Mahlmühlen in einer winkelrechten Stellung eingesetzt oder eingeschnitten werden, so nennt man sie Kron- oder Kammräder (*Crown Wheels, Roues à couronne*). Werden sie endlich an die Kante der Räder schief eingeschnitten, so dass beide bewegte Radflächen mit einander einen Winkel bilden, so nennt man sie Winkel- oder konische Räder (*Conical Wheels, bevel geer, Roues à dents coniques*).

Getriebe (*Pinions, Pignons*) heissen überhaupt kleine Räder, welche durch angebrachte Zähne mit grössern Rädern in Verbindung gesetzt werden. Es kommt hierbei nicht darauf an, ob die kleinern Räder, wie bei einer Uhr, den Mahlmühlen.... von den grössern umgetrieben, oder ob sie selbst, wie bei Hebewinden.... zur Betreibung der grössern angewendet werden. Getriebe bestehen bei hölzernen Rädern gewöhnlich aus zwei parallelen Scheiben, welche an ihren Seitenflächen durchbohrt und durch die entstandenen kreisrunden Löcher zylindrische Stäbe eingetrieben werden; sie heissen sodann Trillinge (*Lanterns*, *Lanternes*) und die zylindrischen Stäbe die Triebstöcke (*Leaves*, *Fuseaux*). Sind dieselben grösser oder benöthigt man zu ihrem Baue mehr als eine Pfostenbreite, so werden selbe nach *Neumann* Drehlinge, wenn sie aber aus einer Pfostenbreite geschnitten werden, Getriebe genannt. In Frankreich nennt man *Lanterne* ein jedes grössere und *Pignon* ein jedes kleinere Getriebe. Wenn diese Getriebe an starken Wellen angebracht werden, welche einen gleichen oder selbst grössern Durchmesser als die Getriebe haben, so werden die Stöcke in die Welle eingelegt oder darin ausgearbeitet und diess ein Kumpf genannt.

Einige Schriftsteller unterscheiden die Zähne (*Teeth*, *Dents*) von den Kämmen (*Cogs*, *Aluchons*). *Buchanan* sagt, dass der Ausdruck Zahn nur dann gebraucht werden solle, wenn das Rad und die Zähne aus einem Stücke bestehen; wenn aber die Zähne in ein Rad, es sey nun zur Seite oder oben eingesetzt sind, so sollen selbe Kämme genannt werden. Dieselbe Definizion gibt auch *Neumann*, wogegen nach *Eytelwein* Zähne nur bei Stirnrädern, Kämme aber bei Kammrädern vorkommen, sie mögen übrigens in das Rad eingesetzt, oder wie bei metallenen Rädern darin eingeschnitten seyn. Da das letztere dem Sprachgebrauche mehr entspricht, so dürfte man sich auch dieser Bezeichnung bedienen.

§. 12.

Fig. 1 und 2. Tab. 70.

Zur Anfertigung der Räder bedient man sich des Radestuhles, welcher Fig. 1 im Grundriss und Fig. 2 in der vordern Ansicht dargestellt ist. Derselbe wird aus 4 bis 6 Zoll starken weichen, mitsammen verbundenen Gehölze verfertigt. Für kleinere Räder reicht die Verbindung von 3 Hölzern oder 6 Armen, wie Fig 1, hin, bei grössern Rädern aber müssen mehr Arme angebracht und dieselben mittelst Querriegel so verbunden werden, damit dort, wo das zu verfertigende Rad mit seiner Peripherie aufliegt, die Hölzer nur 4 bis 5 Fuss entfernt bleiben. Hat man auf diese Art das zum Radestuhl nöthige Gehölze bearbeitet und zusammengesetzt, so wird solcher in seiner Mitte auf einen etwas stärkern Stamm, jeder Arm aber gegen sein Ende auf einen Fuss aufgesetzt, damit die obere ganz ebene und horizontal gestellte Fläche des Radestuhles etwa 2¼ Fuss über die Erde oder den Fussboden zu liegen komme. In der Mitte des Radestuhles wird eine 1½ zöllige Oeffnung ausgebohrt, um den Mönch einsetzen zu können. Diess ist ein genau abgedrehter Zylinder, beiläufig 3 Zoll stark und beiderseits mit Zapfen versehen, wovon der untere in den Radestuhl eingesetzt wird, der obere aber von 1 Zoll Stärke zur Aufnahme des Radezirkels dient. Die Felgendicke der zu verfertigenden Räder bestimmt die Höhe vom mittleren Theile des Mönches.

Fig. 5.

Der Radezirkel wird zur Verzeichnung der Kreise auf den Felgen gebraucht. Er wird aus einem ¾ zölligen Bret in Gestalt eines Lineals nach der Fig. 5 angezeigten Form geschnitten. An seinem hintern Ende werden mehrere 1zöllige Löcher ausgebohrt, womit er in den obern Zapfen des Mönchs eingesetzt wird; an seinem vordern Ende befindet sich ein verschiebbarer eiserner Bügel mit einer stählernen Spitze, mittelst welcher die zu verzeichnenden Linien aufgerissen werden. Dieser Bügel erscheint Fig. 5 bis 7 in drei verschiedenen Ansichten dargestellt. Er wird gewöhnlich mittelst zweier kleiner, an seinem obern Ende vorgeschobener Keile befestigt, oder auch mittelst zweier daselbst angebrachter Schrauben gestellt. Die am hintern Ende des Radezirkels befindlichen drei Löcher werden so gebohrt, dass die zwei äussersten um die Breite des Radkranzes von einander abstehen, das dritte Loch sich aber in der Mitte zwischen beiden befindet. Hat man auf diese Art den Bügel nach dem Halbmesser des zu verfertigenden Rades genau gestellt, so braucht man selben nicht mehr zu verrücken, indem bloss der Radezirkel mit dem ersten, zweiten oder dritten Loch auf den Mönch gesetzt, und hierauf die äussere und innere Peripherie, so wie nöthigenfalls die Mittellinie auf dem zu verfertigenden Radkranz beschrieben wird. Aus der Zeichnung ersieht man, dass eine Kante des Radezirkels genau durch den Mittelpunkt der drei in denselben gebohrten Löcher geht, und dass sich noch ein halbes Loch am äussersten hintern Ende befindet. Mittelst des letztern kann der Radezirkel an den Mönch angesetzt und längs der, durch die Mitte der Löcher gehenden Kante gerade Linien, die dem Mittelpunkte des Rades zulaufen, gezogen werden. Man sieht leicht ein, dass mit einem solchen Radezirkel zwar Räder von verschiedenem Durchmesser, aber nur von einerlei Kranzbreite verfertigt werden können. Man pflegt daher in jeder Radewerkstätte mehrere solche Zirkel für verschiedene Kranzbreiten in Vorrath zu haben. Da übrigens der Durchmesser der Kammräder nach ihrem Theilrisse (*Pitch line*) bestimmt zu werden pflegt, so verzeichnet man zuweilen einen Maasstab auf dem Radezirkel, welcher von dem mittleren Loche aus gezählt, und so der Bügel jedesmal nach dem bestimmten Halbmesser des Rades gestellt wird.

Fig. 5 bis 7. Tab. 70.

Der Stangenzirkel Fig. 8, auch Viertelzirkel genannt, dient dazu, die Länge der Felgen, welche man das Viertelmaass zu nennen pflegt, abzumessen. Er erhält gleiche Länge wie der Radezirkel und wird aus einer geraden Latte verfertigt, genau eingetheilt und beschrieben. Ein Schenkel am Ende dieser Latte ist immer unverrückbar befestigt, der andere kann verrückt und mittelst eines oben durchgesteckten Keiles festgestellt werden, in beiden Schenkeln sind stählerne Spitzen befestigt.

Fig. 8.

Diese Werkzeuge werden bei dem Baue der Räder von jedem Mühlenbauer oder Schirrwerker (*Millwright*) gebraucht.

§. 13.

Die Kränze der Räder bestehen gewöhnlich aus mehreren Stücken oder Felgen, welche aus Bohlen geschnitten, in doppelter oder dreifacher Lage mit abwechselnden Fugen (Stössen) zusammengesetzt und mittelst hölzerner Nägel verbunden werden. Aus je weniger Theilen ein Radkranz besteht, um so einfacher und fester ist sein Bau; wenn aber die Räder klein, und die Felgen lang sind, sonach die Jahre des Holzes stark überschnitten werden, so leidet dadurch auch die Festigkeit. Aus dieser Ursache pflegt man die gewöhnlichen Räder aus 6 Felgen zu verfertigen, und selbst bei kleinen Rädern nicht weniger als 4 Felgen in einer Lage anzunehmen. Man wählt gerne eine gerade Anzahl Felgen, damit die Theilung leichter gemacht, und auch die Arme besser eingelegt werden können. Kamm- und Stirnräder von mehr als 10 Fuss Durchmesser erhalten 6, und bei mehr als 20 Fuss Durchmesser schon 8 Felgen in einer Lage. Hiermit reicht man bis zu 30 Fuss Durchmesser mit Pfosten von 25 Zoll Breite aus; allein solche Räder werden von Holz nicht leicht in dieser Grösse gebaut, weil ihr Werfen nicht zu vermeiden ist, und so breite Pfosten nur selten zu haben sind. Bei Wasserrädern nimmt man Felgen von 5 bis 9 Fuss Länge und abermals nicht weniger als 4 Stück in einer Lage.

Fig. 9. Tab. 70. Ist die Anzahl n der Felgen, aus welchen ein Rad verfertigt werden soll, dann die Felgenbreite $oq = b$ und der äussere Halbmesser $on = r$ des Rades gegeben, so lässt sich die erforderliche Breite $B = os$ der Pfosten leicht durch Rechnung bestimmen. Wir haben nämlich $qs = os - oq$ oder $(r - b)\,(1 - \mathrm{Cos}\,\alpha) = B - b$, wo α der Mittelpunktswinkel der halben Felge ist. Ferner $n \,.\, 2\alpha = 360$ und $\alpha = \frac{180}{n}$, demnach die gesuchte Breite $B = b + (r - b)\left(1 - \mathrm{Cos}\,\frac{180}{n}\right)$.

1tes Beispiel. Man soll ein Wasserrad von 30 Fuss Durchmesser mit 12 Zoll breiten Radkränzen aus 8 Felgen bauen; wie breit werden die Pfosten dazu genommen werden müssen?

Diese Breite beträgt $B = 1 + (15 - 1)\,(1 - \mathrm{Cos}\,22{,}5) = 2{,}066$ Fuss $= 24{,}79$ Zoll. Wenn jedoch die Breite der vorräthigen Pfosten nur 18 Zoll beträgt, so ist $1{,}5 = 1 + (15 - 1)\left(1 - \mathrm{Cos}\,\frac{180}{n}\right)$ und daher $\mathrm{Cos}\,\frac{180}{n} = 0{,}9643 = \mathrm{Cos}\,15^\circ\,21^{\mathrm{Min.}}$, woraus $n = 11{,}7$ folgt; da man aber nur eine ganze Zahl annehmen kann, so muss das Rad aus 12 Felgen verfertigt werden.

2tes Beispiel. Es sey die Breite der vorhandenen Pfosten $B = 20$ Zoll; man soll hieraus ein Stirnrad von 12 Fuss Durchmesser und 9 Zoll Felgenbreite verfertigen; wie viel Felgen werden auf jede Lage ausfallen?

Hier ist $\frac{20}{12} = \frac{9}{12} + \left(6 - \frac{9}{12}\right)\left(1 - \mathrm{Cos}\,\frac{180}{n}\right)$, woraus $\mathrm{Cos}\,\frac{180}{n} = 0{,}8254 = \mathrm{Cos}\,34^\circ\,22^{\mathrm{Min.}}$ demnach $n = \frac{180^\circ}{34^\circ\,22^{\mathrm{Min.}}} = 5{,}2$, wofür man 6 Felgen nehmen muss.

Die **Felgenlänge** $mp = l$ ergibt sich leicht aus der Gleichung $l = 2r \,.\, \mathrm{Sin}\,\alpha$; dieselbe beträgt daher im 1ten Beispiele bei 18 Zoll breiten Pfosten $l = 30 \,.\, \mathrm{Sin}\,15^\circ = 7{,}8$ Fuss und im 2ten Beispiele $l = 6$ Fuss. Auf diese Art lässt sich nun die Länge der Pfosten, welche zum Baue eines Rades erfordert werden, in jedem Falle bestimmen.

§. 14.

Die Felgenlagen werden unter einander durch fest eingetriebene und verkeilte **hölzerne Nägel**, zuweilen aber auch durch **Schrauben** verbunden. Da auf diese Art die Haltbarkeit des ganzen Rades von der guten Verbindung der hölzernen Nägel abhängt, so muss vorzüglich darauf gesehen werden, dass das Rad an dem Orte, wo Felgennägel stecken, nicht geschwächt werde. Hieraus ergeben sich folgende Vorschriften:

1tens. Darf keine Oeffnung für einen Nagel dort gebohrt werden, wo sich ein Stoss befindet, weil sonst der Nagel ganz zwecklos wäre; diese Oeffnungen müssen daher immer zu beiden Seiten des Stosses um einige Zoll zurück gebohrt werden.

2tens. Darf weder eine Schaufel, noch ein Kamm auf einen Nagel fallen und es müssen aber als Schaufeln und Kämme in der Mitte zwischen zwei Nägeln zu stehen kommen.

3tens. Dürfen die Arme des Rades weder auf einen Stoss noch auf einen Kamm treffen, weil sonst der Schraubenbolzen, welcher durch den Arm geht, entweder im Stosse keine Haltbarkeit haben, oder aber durch den Kamm gehen und diesen beschädigen müsste. Eine Ausnahme hiervon machen die Staberäder mit einfachen Felgen, wo die Arme in Laschen wie bei dem Bau der Prager Mühlenräder II. Band Seite 377 beschrieben worden, eingesetzt sind, dann Räder mit Spiegelfelgen, wo die Arme, wie weiter beschrieben werden wird, von hinten in die Spiegelfelgen eingelegt werden.

Kränze gewöhnlicher Räder haben eine Breite von 8 oder 9 Zoll und man gibt dann immer nur zwei Reihen Nägel auf diese Breite, so dass jedesmal, wie Fig. 10, Tab. 70 und Fig. 1, Tab. 71 zu sehen ist, die Nägel paarweiss zu stehen kommen. Bei Wasserrädern, wo die Schaufeln 12 bis 15 Zoll von einander entfernt sind, kommen zwischen jede zwei Schaufeln zwei Paar Nägel dergestalt einzutheilen, dass sie gleiche Entfernungen von einander haben. Sind die Schaufeln über 15 Zoll von einander entfernt, so gibt man zwischen jede zwei Schaufeln 3 Paar Nägel, die übrigens ebenfalls in gleichen Entfernungen von einander stehen. Bei Kamm- und Stirnrädern, dann Drehlingen, wo die Kämme und Stöcke bloss 3 oder höchstens $5\frac{1}{2}$ Zoll von einander abstehen, kommen zwischen jeden Stock oder Kamm bloss ein Paar Nägel. Fig. 10. Tab. 70.

Hieraus sieht man, dass bei den Stirn- und Kammrädern, dann Drehlingen, jedesmal ein Zahn, Kamm oder Stock auf einen Stoss treffen muss, bei Wasserrädern aber die Schaufel zwischen jene Nägel zu stellen kommt, wohin die Stösse nicht treffen. Auch ergibt sich hieraus, dass es wegen der bessern Eintheilung vortheilhaft, ja zuweilen nothwendig wird, dass die Zahl der Felgen genau in die Zahl der Kämme und Schaufeln aufgehe. Muss man aus Ursachen hiervon abweichen, welches besonders bei Wasserrädern zu geschehen pflegt, so werden die Felgen nicht alle von gleicher Länge, sondern von zwei verschiedenen Längen gemacht, wovon die eine genau um die Entfernung einer Schaufel oder eines Kammes von dem andern, welches man eine Theilung (*pitch*) nennt, grösser als die andere ist. Wie hier die Länge der einzelnen Felgen bestimmt wird, lässt sich leicht zeigen.

1tes Beispiel. Soll das Fig. 10 dargestellte Stirnrad statt 78, die Zahl von 80 Kämmen erhalten, so kommen auf eine Felge $80 \cdot \frac{1}{6} = 13\frac{2}{6}$ Kämme, welches nicht angeht, weil mehrere Stösse sehr nahe an die Felgennägel kommen müssten, was offenbar der Festigkeit des Rades nachtheilig wäre. Man macht daher 2 Felgen mit 14 und 4 Felgen mit 13 Kämmen. Um die Länge dieser Felgen zu finden, nennen wir die Länge der kurzen Felge $= x$, jene der langen $= y$ und die Grösse der Theilung $= t$, endlich die Peripherie des Rades $= P$. Demnach ist in unserm Falle $4x + 2y = P$ und $y - x = t$, woraus $x = \frac{1}{6}P - \frac{2}{6}t$ und $y = \frac{1}{6}P + \frac{4}{6}t$ folgt; da hierbei $\frac{1}{6}P$ die

Länge einer Felge für den Fall, dass alle einander gleich sind, bezeichnet, so sehen wir, dass 4 Felgen um $^2/_6\,t$ und 2 Felgen um $^4/_6\,t$ von der mittlern Länge abweichen. Ist die Theilung, wie Fig. 10 angenommen wurde, $t = 4^1/_4$ Zoll, so ist $P = 80 . 4^1/_4 = 340$ Zoll, demnach $x = ^1/_6 . 340 - ^2/_6 . 4^1/_4 = 55^1/_4$ Zoll und $y = ^1/_6 . 340 + ^4/_6 . 4^1/_4 = 59^1/_2$ Zoll. Diese Maasse beziehen sich jedoch alle auf die Peripherie; weil man aber mit dem Zirkel jedesmal die Sehne misst, so wird es nothwendig, die Länge l derselben zu berechnen und diese ist $l = 2r . \text{Sin}\,\alpha = 2r . \text{Sin}\,\frac{180\,x}{P}$ und im 2$^{\text{ten}}$ Falle $l = 2r . \text{Sin}\,\frac{180\,y}{P}$, wo statt $\frac{P}{x}$ und $\frac{P}{y}$ bloss die Zahl der Felgen, im Falle selbe gleich lang sind, substituirt werden kann. In unserm Falle ist die Länge der Sehne für die grössern Felgen = 4,7 Fuss und für die kleinern = 4,4 Fuss.

2tes Beispiel. Soll ein Wasserrad 48 Schaufeln bekommen und aus 10 Felgen zusammengesetzt seyn, so muss man 8 Felgen zu 5, und 2 Felgen zu 4 Schaufeln nehmen, und kann nun, wenn die Entfernung einer Schaufel von der andern, oder die Theilung, dann der Halbmesser des Rades gegeben ist, die Länge einer jeden Felge auf die angezeigte Art berechnen.

§. 15.

Häufig kommt auch die Aufgabe vor, aus der gegebenen Grösse der Theilung und der Anzahl Kämme den Durchmesser des Rades zu bestimmen. Die Theilung wird immer mit dem Zirkel als Sehne aufgetragen, welche demnach kleiner als die zugehörige Bogenlänge ist; nimmt man also die Theilung für die Bogenlänge an und multiplizirt selbe mit der Anzahl Kämme, so gibt das Produkt immer nur den Umfang eines Vieleckes, welcher mit 3,1416 dividirt einen zu kleinen Durchmesser gäbe. Der genaue Werth des Durchmessers ergibt sich aus folgender Rechnung. Es sey wieder t die Theilung als Sehne gemessen, n die Anzahl Kämme oder Stöcke und r der Halbmesser des Rades, so ist der Winkel, welchen eine Theilung an dem Mittelpunkte des Rades bildet $= \frac{360}{n}$, demnach $^1/_2\,t = r . \text{Sin}\,\frac{180}{n}$, woraus $r = \frac{^1/_2\,t}{\text{Sin}\,\frac{180}{n}} = {^1/_2}\,t . \text{Cosec}\,\frac{180}{n}$.

Beispiel. Man soll den Durchmesser eines Getriebes mit 12 Stöcken und 4 Zoll Theilung bestimmen.

In diesem Falle haben wir $r = ^1/_6 . \text{Cosec}\,15^\circ = ^1/_6 . 3{,}8637 = 0{,}6440$ Fuss $= 7{,}728$ Zoll, demnach der Durchmesser $2r = 15{,}456$ Zoll.

§. 16.

Bei der Eintheilung des Räderwerkes ist immer darauf zu sehen, dass die Kämme und Stöcke von einer Umdrehung zur andern mit einander abwechseln. Hat z. B. ein Stirnrad 48 Zähne und der eingreifende Drehling 6 Stöcke, so wird offenbar bei jeder Umdrehung des Stirnrades ein Stock 8 mal in Berührung kommen und immer wieder dieselben Zähne treffen; da nun ein Holzstück dem andern hinsichtlich seiner Jahresringe und Festigkeit nicht ganz gleich kommt, so wird auch an einzelnen Stöcken oder Zähnen eine weit grössere Abnützung sichtbar werden, als wenn eine stäte Abwechslung in dem Eingriffe Statt findet. Hieraus folgt, dass man die Anordnung der Kämme und Stöcke wo möglich so vornehmen muss, damit bei der Division der Zahl der Kämme mit der Anzahl der Stöcke entweder die Einheit oder eine Primzahl übrig bleibt. Dieses wäre z. B. bei dem Eingriffe von 6 Stöcken in 49 oder 47 Kämme der Fall.

Inzwischen ist es immer vortheilhaft und trägt selbst zur Festigkeit des Rades bei, wenn sich die Anzahl seiner Zähne oder Kämme durch die Zahl der Felgen, die in einer Lage vorhanden sind, dividiren lässt. Auf gleiche Art ist es auch zweckmässig, die Zahl der Kämme so zu wählen, dass sie sich durch die Anzahl der Radarme dividiren lässt. Gewöhnlich erhält ein Rad so viele Arme, als dasselbe in einer Lage Felgen hat, und man weicht wegen der bessern Eintheilung der Stösse und Schaufeln oder Kämme nicht gerne von dieser Regel ab.

Die Grösse der Räder hängt auch noch von ihrer Theilung oder von der Entfernung eines Zahnes oder Kammes von dem andern ab. Es ist aus der Erfahrung bekannt und auch leicht einzusehen, dass Räder von gleichem Durchmesser einen sanftern, gleichförmigern und leichtern Gang haben, wenn ihre Theilung kleiner, demnach die Anzahl der Kämme grösser ist. Wird jedoch die Theilung zu klein und dadurch die Kämme oder Stöcke zu schwach, so besitzt das Rad nicht mehr dieselbe Festigkeit oder Kraft, welche bei stärkern Kämmen oder Stöcken vorhanden ist. Nach *Neumann* §. 66 soll man die Theilung des hölzernen Räderwerkes bei Mühlen mit Vorgelege, die beständig vollauf Wasser haben, wenn alles stark angelegt wird, mit 4¼ bis 5 Zoll annehmen; bei Mühlen hingegen, wo oft Wassermangel eintritt, und wo man mit Rücksicht auf diesen so schwach und leicht als möglich baut, wird die Theilung mit 3¾ bis 4¾ Zoll gemacht. Diess ist indessen durchaus nur von einfacher Verkämmung und schmalen Kämmen zu verstehen; bei doppelter Verkämmung und breiten Kämmen solle die Theilung noch ½ Zoll kleiner werden, so dass die kleinste nur 3¼ Zoll beträgt. Räder, die besondern Stössen ausgesetzt sind, wie z. B. bei Windmühlen, erhalten eine weit stärkere Theilung und zwar 5½ bis 6 Zoll, welche jedoch bei Wasser-Mahl-Mühlen nicht leicht benöthigt wird.

Es leuchtet inzwischen von selbst ein, dass die Stärke der Kämme oder die Grösse der Theilung von dem vorhandenen Widerstande oder der Arbeit bedingt wird, die in einer bestimmten Zeit verrichtet werden soll. Eine Mühle, worauf in einem Tage mehr gemahlen, demnach auch die Steine grösser gemacht werden müssen, erfordert offenbar bei gleichen Verhältnissen der Halbmesser eine grössere Theilung, als eine andere, auf welcher weniger gemahlen wird.

§. 17.

Hat man nach der vorstehenden Anleitung die Grösse des Räderwerkes, Zahl der Felgen und die Theilung bestimmt, so kann nun zum Baue der Räder geschritten werden. Man legt eine glatt gehobelte Pfoste oder ein Bret auf den Radestuhl, nachdem man zuvor daselbst die Docken Fig. 1 weggenommen hat und befestigt sie mittelst zweier hölzerner, in Fig. 3 dargestellter Klammern durch eingeschobene Keile. Hierauf wird der Radezirkel genau nach dem Durchmesser des Rades gestellt, und die

Fig. 1. Tab. 70.

Fig. 1. Tab. 70. Felgen auf der Pfoste sorgfältig, so wie es die punktirten Linien anzeigen, aufgerissen, ihre Länge mit dem Stangenzirkel genau abgemessen und durch die bestimmten Endpunkte die Fugenschnitte nach dem Radezirkel gegen das Zentrum gezogen. Man arbeitet nun diese Felge nach den Rissen genau aus und heisst diess die Musterfelge oder Schablone, weil nach derselben alle anderen zu diesem Rade erforderlichen Felgen bearbeitet werden.

Ist diess geschehen und sind die Felgen, besonders an der innern Seite ganz eben und rein gehobelt, so wird eine hiervon auf den Radestuhl gelegt, genau in den Radezirkel eingepasst und in dieser Lage zwischen den Docken mit Keilen befestigt. Sodann nimmt man die zweite Felge, legt sie an die erste, richtet sie in den Radezirkel und befestigt sie ebenfalls zwischen den Docken mit Keilen. Die dritte Felge wird nun auf die beiden untern dergestalt aufgelegt, damit bei Berücksichtigung der oben angeführten Regeln der Stoss so viel als möglich auf die Mitte der Felge treffe; diese wird mittelst Fig. 4. eiserner in Fig. 4 dargestellter Klammern und untergelegter Keile befestigt, sodann die Orte der Nägel zunächst an den Stössen bestimmt und die Felgen daselbst sogleich zusammengenagelt, ohne jedoch die Nägel noch zu verkeilen, wie diess in dem untern Theile von Fig. 1 zu sehen ist. Hierauf wird wieder eine untere und dann eine obere Felge aufgelegt und hiermit so lange fortgefahren, bis man ganz herumgekommen ist, wo sodann, wenn überall mit der gehörigen Genauigkeit verfahren worden, das Rad sich vollkommen schliessen muss. Es wird hier nur noch bemerkt, dass man die Felgen immer etwa um eine Linie grösser macht, als solches die Rechnung ausweiset; bei dem Zusammenstossen wird nun mit einer dünnen Säge durch die Fugen geschnitten und dadurch erst ein so genaues an einander Schliessen der Felgen bewirkt, dass jede Fuge nicht anders als wie ein dünner Riss am Rade erscheint.

Wird das Rad aus 3 über einander liegenden Felgenlagen zusammengesetzt, so hat man hinsichtlich der Stösse darauf zu sehen, dass solche in allen drei Lagen gehörig abwechseln. Die übrige Verfahrungsart bei dem Ausarbeiten und Zusammensetzen der Felgen ist ganz dieselbe, wie solche bei doppelten Felgenlagen Statt findet. Eben so wird bei nicht durchaus gleich langen Felgen gehörig mit denselben abgewechselt.

Wenn der Radkranz zusammengesetzt ist, so wird derselbe nur an den Stössen, wie man zu sagen pflegt, verloren genagelt, und dann vor der vollkommenen Vernagelung desselben noch alle Arbeiten hinsichtlich der Kämme oder Schaufeln und Arme an demselben gemacht. Zu diesem Zwecke werden die Felgen, bevor man sie vollständig zusammennagelt, wieder aus einander genommen. Man beschreibt sodann zwei Kreise, etwa 2 Zoll von der äussern und innern Peripherie des Kranzes entfernt, theilt sich auf diesen die Nägel gehörig ein, bohrt die Löcher, vernagelt und verkeilt sie vollständig. Zu den Nägeln wird gutes, zähes Eichenholz und in Ermangelung dessen Birken- oder Kiefernholz genommen; man macht sie ³/₄ bis 1 Zoll stark und bohrt die Löcher oben und unten etwas weniges weiter. Die eingetriebenen, früher abgedrehten Nägel passen in der Fig. 13. Mitte des Loches genau, und werden oben und unten nach Fig. 13 und zwar immer nach der Länge der Felge verkeilt, um keine Spaltung der letztern zu bewirken. Diese Art Nagelung ist äusserst fest und dauerhaft, und die vorher mittelst der Klammern sehr fest angezogenen Felgen können nach der Nagelung auf keine Weise mehr auseinander weichen. Bei dem Gebrauche eiserner Nägel wäre diess nicht der Fall, da sich dieselben in das Holz eindrücken und dann nachgeben, bei hölzernen Nägeln aber, vorzüglich bei Wasserrädern das Holz anquillt und die Nägel nur um so fester halten. Man pflegt auch die hölzernen Nägel bei dem Abdrehen von einer Seite konisch und von der andern zylindrisch zu machen, diesen konischen Theil gehörig einzutreiben und bloss den zylindrischen auf der entgegengesetzten Seite zu verkeilen. In diesem Falle müssen die Nägel immer etwas länger gemacht, und dann erst nach der Verkeilung abgeschnitten werden.

Die zweckmässigste Art, die Felgen zu verbinden, ist ohne Zweifel mittelst Schrauben, welche aus zähem und geradspaltigem, hinlänglich ausgetrocknetem Holze verfertigt werden. In die Felgen muss sodann zuerst ein Loch gebohrt und hierauf mit dem Schraubenzeuge das Gewinde eingeschnitten werden. Inzwischen ist diese Verbindung wegen ihrer grössern Schwierigkeit und Kostspieligkeit bei uns weniger im Gebrauche. Fig. 14. Tab. 70.

Ist der Kranz gehörig genagelt, so wird er nochmals überall rein abgehobelt und sodann in denselben die Kämme oder Schaufeln und Arme eingelegt. Wie dieses bei den Wasserrädern geschieht, wurde bereits im II. Bande bei den Mahlmühlen und Bretsägen angeführt, wir haben daher nur noch das Verfahren bei den Stirnrädern, Kammrädern, Drehlingen und Kumpfen anzugeben.

§. 18.

Bei dem Baue der Stirnräder hat man Folgendes zu beobachten. Die Kränze dieser Räder macht man gewöhnlich von Eichen, seltener und nur immer dann, wenn sie der Nässe gar nicht ausgesetzt sind, von Buchenholz. Die Arme werden von Eichen, zuweilen aber auch von Kiefernholz gemacht. Wenn die Felgen gehörig zusammengeschnitten und an den Stössen genagelt sind, so zieht man nahe an der äussern Peripherie einen Kreis und theilt diesen in so viele Theile, als das Rad Kämme erhalten soll. Diese Theilung ist in Fig. 10 auf der linken Seite durch einfache Striche angedeutet worden. Die Entfernung zweier solcher Punkte pflegt man nun in 7 Theile zu theilen, hiervon drei Theile zur Stärke des Kammes zu nehmen, und vier Theile für den Zwischenraum zu lassen. Da der eingreifende Drehling Stöcke erhält, deren Durchmesser 3½ Theile beträgt, so folgt, dass für diesen Fall der Spielraum zwischen den Kämmen und Stöcken den 14^{ten} Theil der Theilung beträgt. Von den vorgenannten drei Theilen, welche die Stärke des Kammes erhält, wird die Hälfte zu jeder Seite vom Theilungspunkte aufgetragen, und die Linien bis an die äussere Peripherie des Kranzes und noch über diese mittelst eines Winkelhakens längs des äussern Umfanges über beide Felgen verlängert. Man bestimmt sich ferner die Nagellöcher, bohrt sie aus und nimmt dann alle Felgen, nachdem sie gehörig bezeichnet wurden, aus einander. Itzt werden die am äussern Umfange gezeichneten Linien für die Kämme wieder mittelst eines Winkelhakens auf die innere Fläche übertragen und die in Fig. 10 durch Punktirung angedeuteten Linien nach dem Radezirkel auf beiden innern Felgenflächen gezogen. Sodann wird mittelst einer Säge bis auf die gehörige Tiefe, welche sich nach der Stärke des Kammes richtet, eingeschnitten und das dazwischen liegende Holz wie in einem Theile der Fig. 10 dargestellt worden, weggestemmt. Hat man dieses auf beiden Felgenlagen gemacht und selbe wieder in der vorigen Ordnung auf einander gelegt, so müssen die Löcher für die Kämme am Umfange des Kranzes ganz genau erscheinen. Man Fig. 10.

Fig. 10 bis 15. Tab. 70. nagelt nun beide Felgenlagen vollständig zusammen und schreitet sodann zum Einlegen der Arme.

Die Eintheilung für die Stirnradsarme geschieht in der Art, dass sie auf keinen Kamm treffen und von jedem Felgenschnitt möglichst weit entfernt bleiben. Man larvt diese Arme ungefähr $^1/_2$ Zoll in die Felgen ein, wie am untern Theile der Fig. 10 zu sehen ist und verbindet sie so, wie Fig. 10 und 12 deutlich darstellt; in ihrer Mitte werden sie aber, wie Fig. 15 zeigt, überschnitten. Beide einander gegenüberstehende Arme werden nicht unmittelbar dicht an einander gesetzt, sondern bleiben, wie der Durchschnitt Fig. 10 zeigt, beiläufig $^1/_2$ Zoll entfernt, damit sie nach Erforderniss mittelst der Schraubenbolzen gehörig an den Kranz angezogen werden können. An der innern Peripherie dürfen die Arme nicht mit Gewalt angetrieben werden, sondern sie müssen sich leicht, ohne jedoch locker zu seyn, einschieben lassen, weil sonst bei einer Anquellung des Rades der Radkranz aufgerissen werden könnte. Sind auch die Arme gehörig eingepasst, so wird der Kranz vom Radestuhl abgenommen, die Arme auf die Welle gesetzt und dann mit dem Kranze verbunden. Bei dem Einziehen der Arme durch die Welle ist zu bemerken, dass die Löcher für die beiden, bei der Uiberplattung von aussen eingesetzten Arme um $^1/_3$ der Armstärke grösser gemacht werden müssen, weil man sonst die Arme nicht in die Welle hineinbringen würde. Sind die Arme eingeschoben und gehörig überlegt, so werden in die grössern Armöffnungen die sogenannten Schlosskeile, welche Fig. 12, Tab. 70 und Fig. 2, Tab. 71 durch Punktirung angedeutet sind, eingetrieben, hierdurch jede weitere Verrückung verhindert und die Arme auf eine dauerhafte Weise befestigt. Diese Art, die Arme einzusetzen, gewährt sehr viele Festigkeit und vermindert den Nachtheil, welcher aus dem Zerlochen der Welle entsteht; sie wird daher bei allem im Trocknen sich befindlichen Räderwerke vorgezogen und nur bei Wasserrädern, wo durch das in die Armlöcher eindringende Wasser die Fäulung der Welle befördert wird, pflegt man auch häufig die Fig. 8, Tab. 63 dargestellten Schlossarme anzuwenden. In Fig. 15 erscheint die Uiberschneidung eines jeden einzelnen Armes in zwei Ansichten dargestellt, Fig. 12 ist der Durchschnitt in der Welle vor dem mittlern senkrecht stehenden Arme, in Fig. 2, Tab. 71 wurde aber der Durchschnitt in der Mitte durch diesen Arm gemacht. Die Arme Fig. 10, Tab. 70 und Fig. 1, Tab. 71 heissen Sternarme; jene Fig. 11 aber Kreuzarme, welche letztern auf ähnliche Art wie die erstern überschnitten und in der Welle verbunden werden.

Bei Anfertigung der Kämme ist zu bemerken, dass breite Kämme den Triebstock voller fassen und eine geringere Abnützung hervorbringen, allein hierdurch werden dann auch die Kränze wegen der breitern Kammstiele mehr geschwächt oder man muss sie stärker machen. Die gewöhnliche einfache Verkämmung der Stirnräder
Fig. 16 und 17. geschieht nach Fig. 16; der Kamm wird nämlich am Stiele quadratförmig zugearbeitet und sein Kopf erhält beiderseits $^1/_2$zöllige Backen, wie solches an dem neben gezeichneten Kamme Fig. 17 in seinen beiden Ansichten deutlich zu sehen ist. Die Länge des Kammkopfes beträgt gewöhnlich $^9/_{14}$ oder auch $^2/_3$ bis $^3/_4$ der Theilung, und die Stärke des quadratischen Theiles des Kammstieles, wie vorher erwähnt wurde, $^3/_7$ der Entfernung eines Kammes vom andern. Da die Kammstiele sämmtlich gegen den Mittelpunkt zulaufen, so haben sie auch nicht durchaus gleiche Stärke. Besser ist die in Fig. 18 darge-

stellte Verkämmung, wo die Breite der Kammstiele an dem obern quadratischen Theile $= 1\frac{1}{2}$ der Kammdicke $= 1{,}5 \cdot \frac{3}{7} = \frac{9}{14}$ der Entfernung eines Kammes von dem andern an der äussern Peripherie ist, und jeder Kamm noch beiderseits $\frac{1}{2}$zöllige Backen hat. Fig. 18. Tab. 70. Nach dieser Verkämmung ist das Rad Fig. 10 dargestellt, und links von Fig. 10 ist ein solcher Kamm in zwei Ansichten und doppeltem Maass gezeichnet. Es wird hier noch bemerkt, dass die Kämme nicht in einer Linie eingesetzt werden, weil sonst die zwischen zwei Kämmen befindlichen kurzen Holzstücke leicht ausspringen könnten; es wird daher wie in Fig. 18 zu sehen, in einer Felge $\frac{2}{3}$ und in der andern $\frac{1}{3}$ der Kammstärke abwechselnd ausgearbeitet, worauf gleich bei der Vorreissung für die Tiefen der in den Felgen auszuschneidenden Löcher die gehörige Rücksicht zu nehmen ist.

Die beste Art der Verkämmung ist die doppelte Fig. 19, nur sind hier 3 Felgenlagen nothwendig, und die Kämme werden wie Fig. 12, Tab. 71 angefertigt. Fig. 19. Die Kammstiele sind Quadrate im Durchschnitt, und die Kammköpfe haben $\frac{1}{2}$zöllige Backen. Die Länge oder Höhe des Kammkopfes ist wie zuvor $= \frac{9}{14}$ und seine Dicke $= \frac{3}{7}$ der Theilung, die Breite beider zusammen $= \frac{6}{7}$ der Entfernung der Kämme an der äussern Peripherie $+ 2''$ wegen der Backen. Es ist übrigens Fig. 18 ein Theil des Radkranzes von Fig. 10 in der Seitenansicht, in Fig. 16 und 19 aber wegen der bessern Deutlichkeit, der gekrümmte Radumfang als eben dargestellt. Die Befestigung jedes Kammes erfolgt mittelst eines Vorschlagnagels an der innern Radperipherie, wie Fig. 10 zeigt.

Hinsichtlich der Dimensionen eines Stirnrades pflegen die Mühlenbauer Folgendes zu beobachten. Nach *Neumann* §. 129 wird den Kämmen $\frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$ der Theilung zu ihrer Länge gegeben und sie greifen auf $\frac{2}{3}$ dieser Länge ein, oder der Theilriss ist auf dieser Höhe anzunehmen. Bezeichnet man eine Theilung mit t, so befindet sich im ersten Falle der Theilriss auf $\frac{2}{3} \cdot \frac{2}{3} t = \frac{4}{9} t = 0{,}444\, t$ und im zweiten Falle auf $\frac{2}{3} \cdot \frac{3}{4} t = \frac{1}{2} t = 0{,}500\, t$ über dem äussern Umfange des Radkranzes. Nach den Berliner Vorlegeblättern für Mechaniker soll die Höhe des Zahnes bei hölzernen Rädern $4\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{7} t = \frac{9}{14} t$ betragen, und der Theilriss auf $2\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{7} t = \frac{5}{14} t = 0{,}357\, t$ fallen. Wenn man also nach der Theilung die Peripherie und aus dieser den Durchmesser des Rades berechnet, so muss man immer von diesem entweder $\frac{8}{9} t$ oder t, oder auch $\frac{10}{14} t$ abziehen, um den Durchmesser der äussern Peripherie des Radkranzes zu erhalten. Weil diese Peripherie kleiner als der Theilriss ist, so ist auch die Entfernung eines Kammes vom andern daselbst kleiner als im Theilriss, oder als die Theilung, und diesen Unterschied nennen die Handwerker den Ausschritt des Stirnrades. Es unterliegt keiner Schwierigkeit, umgekehrt aus dem gegebenen Durchmesser des Rades und Grösse der Theilung, den Umfang im Theilriss und die Zahl der Kämme zu bestimmen.

Die Kränze der Stirnräder werden gewöhnlich aus eichenen 4zölligen Pfosten oder jede Felge so dick wie eine Theilung, demnach beide Felgen gewöhnlich 8 Zoll stark verfertigt, die Breite der Kränze ist ebenfalls 8 Zoll oder der doppelten Theilung gleich; die Arme werden jeder 4 Zoll stark und 6 Zoll breit gemacht.

Es gibt noch eine Gattung Stirnräder, welche man Spundräder nennt; dieselben bestehen aus 2 Felgen, zwischen welche Klötze a von festem hartem Holze als Wechsel eingeschoben werden, um auf diese Art Zapfenlöcher für die Kämme zu bilden. Fig. 20.

Fig. 20. Tab. 70. In die letztern werden nun die Kämme b eingesetzt und das Ganze mit Nägeln gehörig verbunden. Der Vortheil dieser Räder besteht nur darin, dass die Wechsel nicht ausspringen können.

§. 19.

Hinsichtlich der Abrundung der Zähne oder Kämme finden sich verschie-
Fig. 21. dene Regeln in den Werken über den Mühlenbau vor. Bezeichnet q o s den Theilriss eines Stockgetriebes und r o p den Theilriss der Kämme eines Stirnrades, so wird nach der Vorschrift, welche in den Berliner Vorlegeblättern für angehende Mechaniker enthalten ist, jede Theilung in 7 Unterabtheilungen zerfällt. Hiervon erhält der Zahn zu seiner Dicke 3, zu seiner Höhe über dem Theilrisse 2 und unter demselben $2\frac{1}{2}$ Theile, so dass der Zwischenraum 4 Theile beträgt, welcher von dem Stock, der ebenfalls 4 Theile zu seiner Dicke hat, eingenommen wird. Der untere Theil des Zahnes steht winkelrecht am Umfange des Rades, der obere Theil ist aber nach einem Kreisbogen abgerundet, welcher, wie die punktirten Linien zeigen, seinen Mittelpunkt c in dem Theilrisse und zum Halbmesser 5 Unterabtheilungen oder $\frac{5}{7}$ der Theilung hat. Die Breite des Zahnes in der Richtung der Achse richtet sich nach dem Widerstande, welchen das Rad zu überwältigen hat und kann 4 bis 12 Unterabtheilungen erhalten.

Fig. 22. In dem Wasser-Mahl-Mühlenbau von *Neumann* wird §. 152 folgende von Herrn *Eytelwein* angegebene Verzeichnungsart der Kämme zu einem Stirnrade angeführt. Es seyen r o p der Theilriss des Stirnrades und q o s jener des Getriebes. Man trage aus dem Mittelpunkte o des Stockes den Theilungspunkt a des nächst vorhergehenden Stockes in der Art auf, dass man den Bogen o a der Theilung gleich macht, welches leicht nach der Rechnung §. 15 geschehen kann und ziehe die Sehne o a. Der Durchschnittspunkt b gibt sodann die Stelle an, wo der zum Stock a gehörige Kamm den Stock verlassen darf, wenn der folgende Kamm den Stock o in dem Punkte m ergreift. Zieht man nun noch durch den Punkt b den Bogen h k, so gibt dieser die Länge des Kammkopfes. Ferner trage man auf r o p aus dem Punkte m die Theilung nach d und die Stärke des Kammkopfes von d nach e und ziehe nach der Richtung des Halbmessers durch d und e die Linien f h und g k winkelrecht auf die Stirn des Rades; nehme dann die Weite b o, suche damit aus b und d den Durchschnittspunkt x und beschreibe aus diesem den Bogen b d, als die gesuchte Abrundung der Kämme. Trägt man nun noch die Weite h b aus k nach c, sucht mit der Weite b o aus c und e den Durchschnittspunkt y und zieht den Bogen c e, so wird dadurch die Form vom Obertheil des Kammkopfes ganz bestimmt. Hiernach wird nun eine Schablone auf ein hartes Stück Bret oder Blech verzeichnet und darnach die Kämme abgerundet.

§. 20.

Die Drehlinge werden nie mit mehr als 4 Armen gebaut und erhalten auch nur 4 Felgen in einer Lage. Die Felgen werden aber wegen der grössern Festigkeit bloss
Fig. 11 und 12. an der äussern Peripherie abgerundet, im Innern des Rades aber gerade gelassen. Die letztern Felgen werden Spiegelfelgen genannt. Wie man aus der Zeichnung Fig. 11 und Fig. 12 ersieht, besteht der Drehling aus zwei Scheiben oder Kränzen mit dazwischen

Fig. 11 und 12. Tab. 70.

eingeschobenen Triebstöcken. Die Scheiben werden wie jeder andere Radkranz auf dem Radestuhl zusammengesetzt und sogleich vollständig genagelt; alsdann werden auf einer derselben die Triebstöcke ordentlich eingetheilt und aus den Mittelpunkten der Stöcke mit ¼ der Theilung als Halbmesser kleine Kreise beschrieben, welche den Umfang der Löcher bezeichnen, die für die Triebstöcke ganz durchgearbeitet werden müssen. Da aber die Triebstöcke, wenn sie an beiden Enden rund wären, bei dem Angriffe der Kämme sich drehen würden, so müssen selbe an einem Ende viereckige Zapfen erhalten; man beschreibt daher abwechselnd in die kleinen Kreise für die Stöcke Quadrate zur Aufnahme ihrer viereckigen Zapfen und arbeitet immer ein Loch rund, und das folgende nach den innerhalb der kleinen Kreise vorgerissenen Linien viereckig aus. Ist auf diese Art eine Scheibe vollendet, so wird die andere hiernach ausgefertigt, jedoch so, dass auf ein rundes Loch in einer Scheibe immer gegenüber in der andern Scheibe ein viereckiges zu stehen kommt. Die Triebstöcke werden nun bei dem Einlegen immer mit dem kleinern viereckigen Zapfen durch das runde Loch gesteckt und in der entgegengesetzten Scheibe mit diesem Zapfen in das Viereck hineingetrieben, nöthigenfalls auch mit einigen Keilen in beiden Löchern befestigt. Man pflegt auch alle Löcher mit gleichem Durchmesser zu bohren und dann abwechselnd die Löcher quadratförmig zu erweitern, so dass die Quadratseite dem Durchmesser der Oeffnung gleich kommt. In diesem Falle werden die Triebstöcke durch das viereckige Loch, in welches sie mit ihrem Kopfe genau passen, gesteckt und das runde Ende von der andern Seite verkeilt. Minder gut ist es, wenn die Löcher nicht wechselweise, sondern in einer Scheibe bloss rund und in der andern viereckig ausgearbeitet werden.

Vor dem Befestigen der Stöcke in beide Scheiben müssen jedoch die Arme, welche an der äussern Seite des Drehlings zu stehen kommen, eingetheilt und festgemacht werden. Man legt sie immer mitten auf die äussern Felgen, demnach kommt wegen des dort befindlichen Stosses ein Stock mitten durch den Arm, zu welchem Behufe dieser Stock etwas länger angefertigt wird. Es ist immer besser, wenn der Stock mitten durch den Arm trifft, als wenn der Arm zwischen zwei Stöcke kommt, weil der Arm breiter als der Zwischenraum ist, demnach nothwendig für die Stöcke geschwächt werden müsste. Die Arme werden ½ Zoll in die äussere Felge, welche in dieser Hinsicht etwas stärker genommen wird, eingelarvt; auch beiläufig 1 Zoll in die innere schmale Kante wie Fig. 11 links zeigt, eingelassen. Die Arme selbst liegen an ihrem innern Theile mit der äussern Felge bündig, oder in einer Ebene, über welche sie also nicht hervorstehen. Ist die Eintheilung und Ausarbeitung der Felgen zur Aufnahme der Arme geschehen, so wird der Drehling auf die Welle aufgesetzt und nachdem die Scheiben an die Arme gehörig angelegt wurden, durch jeden Arm ein eiserner Schraubenbolzen, der durch ein Holz, den Drempel genannt, geht, gezogen, wodurch nun die Scheiben unverrückbar in ihrer gehörigen Entfernung erhalten werden. Zuletzt werden die Stöcke nach der oben ertheilten Anleitung eingeschoben und nöthigenfalls verkeilt. Bei den böhmischen Mühlen werden die eisernen Schraubenbolzen dadurch erspart, dass die Triebstöcke auf einer Seite mit ihrem viereckigen Kopfe, der beiläufig in die halbe Tiefe der Scheiben reicht, und auf der andern Seite mit ihrem runden verkeilten Ende beide Scheiben in der gehörigen Entfernung halten.

Fig. 11 und 12. Tab. 70. Hinsichtlich der Dimensionen eines Drehlinges ist Folgendes zu bemerken. Die Scheiben werden aus zwei Felgenlagen und jede Felge aus $1\frac{1}{2}$ Zoll starken eichenen Pfosten verfertigt. Die Arme werden 3 bis $3\frac{1}{2}$ Zoll stark und 4 bis 6 Zoll breit gemacht. Da das stärkste Stirnrad sammt seinen zu beiden Seiten hervorstehenden Armen nicht über 15 Zoll Breite hat, so erhalten die Drehlinge in diesem Falle Stöcke von 17 bis 18 Zoll Länge im Lichten. Bei Stirnrädern von 12 Zoll Breite sind 14 Zoll lange Stöcke hinreichend. Der Theilriss geht immer durch die Mitte der Stöcke, daher auch die Mittelpunkte derselben um eine Theilung entfernt seyn müssen. Man erhält den Durchmesser der äussern Peripherie der Scheiben, wenn man zum Durchmesser des Theilrisses noch beiläufig 8 Zoll, zuweilen auch nur 6 Zoll addirt, indem der Rand der Scheiben über die Mittelpunkte der Stöcke gewöhnlich zu jeder Seite 4 oder 3 Zoll hervorsteht. Hiernach kann aus der gegebenen Theilung und Zahl der Stöcke sowohl die Peripherie, als auch der Durchmesser des Theilrisses und der Radkränze bestimmt werden.

Wenn Drehlinge an Stirnrädern liegen, welche von unten eingreifen oder von denen man bei unterschlächtigen Mühlen sagt, dass sie unter dem Rade liegen, so wird der Drehling immer etwas von dem Stirnrade gehoben und daher in seinen Zapfenlagern um etwas von dem Stirnrade weggerückt. Aus dieser Ursache wird bei solchen Drehlingen angenommen, dass die Kämme des Stirnrades in $\frac{3}{4}$ ihrer Länge (statt $\frac{5}{9}$) von der äussern Peripherie des Rades an gemessen eingreifen, wodurch der Theilriss, mithin auch die Theilung im Stirnrade etwas grösser wird, welche letztere immer genau in den Drehling übertragen werden muss. Hierbei ist zu bemerken, dass diese Hebung hauptsächlich dadurch bewirkt wird, indem die Triebstöcke von den Zähnen nicht in ihrer Mitte oder im Theilriss, sondern an ihrer auswärtigen runden Seite angegriffen werden, wie die später folgende Theorie deutlich zeigen wird. Würde der Angriff der Stöcke auf einem tiefern Theile der Kämme geschehen, so könnte auch eine solche Hebung nicht eintreten. Welche Abrundung die Zähne zu diesem Behufe erhalten müssen, werden wir später zeigen.

§. 21.

Ist der Durchmesser eines Drehlinges so klein, dass die innere Oeffnung zwischen den Scheiben nicht grösser als der Durchmesser der Welle wird, so macht man keine Arme an die Drehlinge, sondern setzt sie nach Fig. 24 unmittelbar auf die Welle. Man macht sie auch nicht aus doppelten, sondern aus einfachen Scheiben, welche an Fig. 23 und 24. den Enden wie Fig. 23 zeigt überplattet, und nach Fig. 24 zusammengenagelt werden. Die Scheiben haben keine vorstehenden Ränder, sondern die Stöcke erhalten beiderseits viereckige Zapfen, welche in die äussere Peripherie der Scheibe in dazu gemachte Einschnitte eingelegt und mit einem darüber getriebenen eisernen Reife gehörig zusammen gehalten werden. Man hat hier die Unbequemlichkeit, bei dem Einlegen neuer Stöcke jedesmal den Reif herabzuschlagen, allein man kann wegen der bloss einfachen Scheiben die Stöcke nicht wie in Fig. 11 einlegen; auch können hier die Drehlinge etwas schmäler werden, weil die Triebstöcke keine vorstehenden Scheiben haben, demnach ein Anstreifen wie in Fig. 11 an die Arme des Stirnrades nicht zu befürchten

Fig. 23 und 24. Tab. 70.

ist. Bei Drehlingen mit Ringen erhalten die Stöcke nur eine Länge von 6 bis 8 Zoll im Lichten. Die Scheiben dieser Drehlinge werden ebenfalls mit Schraubenbolzen verbunden, der Theilriss derselben befindet sich im Mittelpunkte der Stöcke und man findet den äussern Halbmesser der Scheiben, wenn man zum Halbmesser des Theilrisses die halbe Stärke der Stöcke weniger der Ringstärke addirt. Die Scheiben werden aus $1\frac{1}{2}$ bis 2 Zoll starken eichenen Pfosten angefertigt.

Die **Stöcke**, welche bei allen Drehlingen und Getrieben die halbe Theilung zum Durchmesser erhalten, werden von Eichenholz oder andern festen Holzarten angefertigt. Die Kämme der eingreifenden Räder erhalten aber nur $\frac{3}{7}$ der Theilung zur Stärke; die Stöcke sind daher um $\frac{1}{14}$ Theilung stärker, da dieselben bei der Bewegung des Räderwerkes weit öfter angegriffen und abgenützt werden, als es bei den Kämmen der Stirn- oder Kammräder der Fall ist. Bei dieser Einrichtung bleibt also $\frac{1}{14}$ der Theilung zum Spielraum zwischen Kamm und Stock, welcher aber bei einer richtigen Abrundung der Kämme ganz unnöthig ist und den Triebstöcken dann $\frac{4}{7}$ der Theilung zum Durchmesser gegeben werden kann.

Fig. 25.

Sowohl bei Anfertigung der Stöcke als auch der Kämme ist sehr darauf zu sehen, damit der Angriff **nach der Länge der Jahre des Holzes**, wie Fig. 25 zeigt und an derjenigen Seite geschehe, wo die Jahresringe näher beisammen stehen, weil sich auf diese Art die Stöcke und Kämme sehr glatt laufen.

§. 22.

Fig. 1 und 2. Tab. 71.

Die **Bauart der Kammräder** wird nach den bisherigen Erklärungen leicht begriffen werden, wenn das Fig. 1 und 2 dargestellte Kammrad, welches in ein Getriebe eingreift, zu Hilfe genommen wird. Dieses Rad hat 72 Kämme, ist aus 6 Felgen in jeder Lage gebaut, und in der Zeichnung erscheint links eine Felge abgehoben, um die runden Oeffnungen der Bohrung zu sehen; auch sind daselbst an der obern Felge einige Kämme nicht eingesetzt, um den obern 4eckigen Theil der Oeffnung ersichtlich zu machen. Die Verzeichnung dieser 4eckigen Löcher ist durch Punktirung angedeutet und eben so sind die Fugenschnitte der hintern oder Spiegelfelgen durchaus punktirt. Die Arme sind in den leztern 1 Zoll tief eingelassen. Die Spiegelfelgen tragen hier auf gleiche Art wie bei den Drehlingen zur Festigkeit des ganzen Rades und vorzüglich der Arme bei. Die Kränze der Kammräder werden eben so wie jene der Stirnräder der doppelten Theilung gleichgemacht oder es erhält jede Felge die Stärke einer Theilung. Die Breite der vordern abgerundeten oder **Bogenfelgen** wird der Stärke des Kranzes gleich, oder um 1 oder 2 Zoll grösser gemacht. Die Arme werden 3 bis 4 Zoll stark und 8 bis 10 Zoll breit gemacht. Bei sehr grossen Kammrädern werden noch Streben angebracht, um ihre winkelrechte Lage zu sichern. Der Theilriss wird bei den Kammrädern immer in der Mitte der Felgenbreite angenommen; die Stösse der Felgen treffen wie bei den Stirnrädern auf die Mitte der Kämme, und die Arme ebenfalls gewöhnlich auf einen Kamm. Die Kämme erhalten an ihrem Kopfe $\frac{3}{7}$ der Theilung zur Stärke und auf jeder Seite Backen von $\frac{1}{2}$ Zoll, so dass ihre Breite 1 Zoll mehr als die Stärke beträgt. Der obere quadratförmige Theil des Stieles und der untere 8eckige Theil desselben hat ebenfalls die Stärke

Fig. 1 und 2. Tab. 71. des Kammes. Die Löcher werden an den bestimmten Theilungspunkten durchgebohrt und dann viereckig nach der Stärke des Kammes ausgearbeitet. Die Kämme werden in die Löcher fest eingeschlagen und an der innern Seite des Radkranzes durch hölzerne Nägel in ihrer Lage festgehalten.

Fig. 3 und 4. In Fig. 3 ist ein Theil des Kranzes von Fig. 1 als eben dargestellt, und Fig. 4 die dazu gehörigen Kämme im doppelten Maasse gezeichnet. Man ersieht hieraus die zweifache Abrundung der Kämme. Es leuchtet nämlich von selbst ein, dass die Form dieser Kämme, von ihrem Kopfe angesehen, nicht 4eckig seyn könne, weil sonst die Berührung zwischen Stock und Kamm nur in einem Punkte Statt finden, und der Raum an der untern Seite der Kämme für den Triebstock zu schmal seyn würde; es müssen demnach die Kämme eine doppelte Abrundung erhalten. Die eine ist aus der vordern Ansicht Fig. 5 und die andere aus der Seitenansicht Fig. 6 ersichtlich. Fig. 5 und 6. In den Berliner Vorlegeblättern für angehende Mechaniker wird über diese Abrundungen Folgendes bemerkt. Die Abrundung Fig. 6 ist dieselbe, wie für die Stirnräder; es erhält nämlich die Theilung 7 Unterabtheilungen, wovon der Kamm zu seiner Dicke 3, zu seiner Höhe über dem Theilriss 2 und unter demselben $2\frac{1}{2}$ Theile erhält, so dass der Zwischenraum 4 Theile beträgt, welche zugleich dem Durchmesser des Stockes gegeben werden. Der untere Theil des Kammes steht winkelrecht auf der Fläche des Radkranzes, der obere Theil aber wird nach einem Kreisbogen gerundet, dessen Halbmesser $8\frac{1}{2}$ solche Theile oder $\frac{8\frac{1}{2}}{7}$ der Theilung beträgt. Die Breite des Kammes in der Richtung der Achse oder a b richtet sich nach dem Widerstande, welchen das Rad zu überwältigen hat und kann 4 bis 12 Theile erhalten. Die zweite Abrundung der Kämme geht aus der obern Ansicht Fig. 5 hervor und wird durch die Kreisbogen ab und de bestimmt, zu denen die Mittelpunkte bei c da liegen, wo die Mittellinien cc und mn sich schneiden. Bei dieser Form werden die Stöcke, deren Lage durch die punktirten Linien oo pp und qq rr ersichtlich gemacht ist, ohne Zwang oder Einklemmung fortgeschoben. Aus der Vergleichung dieser Verzeichungsart mit jener §. 19 ersieht man, dass hier die Rundung der Kämme mit einem Halbmesser von $8\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{7}\,t$, dort aber dieselbe Rundung mit dem Halbmesser $5 \cdot \frac{1}{7}\,t$ beschrieben wurde. Die Ursache dieses Unterschiedes klärt die folgende Theorie auf, aus welcher ersichtlich wird, dass die Krümmungshalbmesser der Rundung der Kämme von dem Verhältnisse der Halbmesser des Getriebes und Stirnrades abhängen.

Zuweilen bedient man sich auch der Falzkämme, wobei jeder Kammkopf beiläufig 1 Zoll in den Felgen steckt und zu diesem Behufe in der obern Felgenlage die Fig. 7 bis 9. gehörige Oeffnung ausgearbeitet wird. Fig. 7. stellt die vordere Ansicht eines Stück Radkranzes mit solchen Kämmen, Fig. 8 den Durchschnitt und Fig. 9. die Kämme selbst dar.

Bei Rädern, die einen grossen Druck auszuhalten haben, bedient man sich auch der Kränze mit doppelter Verkämmung, deren Konstrukzion aus der Ansicht Fig. 10 bis 12. Fig. 10, dem Durchschnitt Fig. 11 und den im doppelten Maasse gezeichneten Kämmen Fig. 12 ersichtlich ist.

§. 23.

Wenn die Drehlinge so klein sind, dass ihre Scheiben aus einer Pfostenbreite verfertigt werden können, nennt man sie Getriebe. Dieselben werden bei unsern Mühlen gewöhnlich an das Mühleisen angesteckt, welches den beweglichen Mühlstein (Läufer) trägt. In Fig. 1 und 2 erscheint ein solches Getriebe mit 7 Stöcken, Fig. 13 ist der Durchschnitt des Getriebes, Fig. 14 die obere oder untere Ansicht einer Scheibe, Fig. 15 diese Scheibe im doppelten Maass, worauf die Verzeichnung der Triebstöcke und an einem Orte auch die Verkeilung des Triebstockes zu sehen ist; endlich stellt Fig. 16 einen Triebstock im doppelten Maasse vor, welcher dort, wo der Reif anliegt, einen Absatz erhält, wogegen dieser Absatz von der andern Seite wegen Eintreibung der Keile abgeschrägt erscheint. Aus diesen Figuren ist zu ersehen, dass alle Getriebe an ihrem Umfange mit eisernen Reifen versehen werden und dass das Mühleisen mit einem hölzernen Futter umgeben und an beiden äussern Flächen der Scheiben noch besonders verkeilt wird, um auf diese Art das Zerspringen der Scheiben bei ihrem Antreiben an das Mühleisen zu vermeiden. Zu den Scheiben nimmt man Buchen- oder zähes Birkenholz, nicht gerne Eichenholz, weil es leicht spaltet. Zu den Stöcken wird Weissbuchen oder ein anderes sehr festes Holz genommen.

Fig. 13 bis 16. Tab. 71.

Die Länge der Stöcke wird immer 3 bis 4 Zoll grösser als die Breite der Kämme des eingreifenden Kammrades gemacht, weil sich das Getriebe bei dem Erhöhen oder Erniedrigen des Mühlsteines in den Kämmen verschieben lassen muss. Bei dem sogenannten Versetzen der Stöcke pflegt man sich auch eines Kleisters als Leim für die Keile, welche in den Diagonalen der Zapfen eingeschlagen werden, zu bedienen, um ihr Herausfallen bei den heftigen Erschütterungen zu vermeiden.

§. 24.

Getriebe werden manchmal auf hölzerne Wellen gesteckt, in welchem Falle sie den Namen Kumpfe erhalten. Fig. 17 stellt die Ansicht eines solchen Kumpfes und Fig. 18 denselben ohne Stöcke und Reifen dar. Fig. 19 ist der Durchschnitt mitten durch den Kumpf und Fig. 20 der Durchschnitt der Fig. 18 unmittelbar vor den Zapfenlöchern. Die Kumpfe, besonders jene grösserer Art, wo man die Welle an dem Orte des Kumpfes nicht so sehr abzimmert und stärker lässt, sind weit mehr als die Drehlinge bei den böhmischen Mühlen gebräuchlich.

Fig. 17 bis 20.

Fig. 21 bis 25 stellen ein Getriebe vor, welches nach Art der Kumpfe aus einem runden Klotze angefertigt und dann auf das Mühleisen angesteckt wird. Die Bearbeitung dieses Klotzes ist aus der Ansicht Fig. 22 und dem Durchschnitte des Getriebes Fig. 24 ersichtlich; in der Ansicht Fig. 21 und dem untern Grundrisse Fig. 25 erscheinen die 3 Däumlinge, welche bei der Umdrehung des Mühleisens an die Arme einer stehenden Welle anstossen, die wieder das Rütteln des Beutelsacks bewirkt, wie bereits im II. Bande Seite 380 beschrieben wurde.

Fig. 21 bis 25.

Ausser den bisher beschriebenen bei dem Mühlenbaue gewöhnlich vorkommenden Rädern gibt es noch vereinigte Kamm- und Stirnräder, welche sowohl an der Seitenfläche als an ihrem äussern Umfange mit Kämmen versehen sind und gewöhnlich dazu dienen, um nach Umständen entweder in einen Drehling an ihrem

Umfange einzugreifen, oder aber ein Getriebe zu bewegen, das zur Seite gestellt wird. Die in neuern Zeiten immer mehr in Gebrauch kommenden konischen Räder werden gewöhnlich von Eisen verfertigt und daher später behandelt.

Wir haben nun noch zur gehörigen Ausführung dieses Gegenstandes genauere Regeln für die Abrundung der Zähne oder Kämme anzuführen. Beinahe in allen Schriften finden sich hierüber verschiedene Vorschriften und jeder Mühlenbauer pflegt hierbei ein eigenes Verfahren zu beobachten. Wir wollen daher zuerst einige bei dem Räderwerke vorkommende theoretische Betrachtungen anführen und dann die Regeln, welche bei der Abrundung der Zähne und Kämme zu beobachten sind, folgen lassen, um das bisher angeführte praktische Verfahren gehörig zu erläutern und bei diesem wichtigen und sehr viel besprochenen Gegenstande eine klare Ansicht zu erhalten. Dieser Theorie wird sodann der Bau eiserner Räder und der Bau solcher Räder, wobei bloss einige Theile von Eisen sind, endlich die Konstrukzion konischer Räder folgen.

§. 25.

Zur Uibertragung der Bewegung von einem Rade auf das andere bedient man sich im einfachsten Falle der Riemen, Seilbänder, Schnüre, Ketten u. dgl., welche um beide Räder gewickelt, gewöhnlich nur straff angezogen und um so mehr gespannt werden müssen, je grösser die Kraft ist, die von der Peripherie eines Rades auf die andere übertragen werden soll. Da jede Schnur bei ihrer Bewegung in allen Punkten ihrer Länge um eine gleiche Grösse fortrückt, so sind auch die Geschwindigkeiten beider Rollen, um welche die Schnur läuft, in allen Punkten ihrer Peripherie einander gleich. Es sey demnach die Geschwindigkeit oder der Raum, welchen die
Fig. 1. Tab. 72. Schnur in der Zeiteinheit zurücklegt $mn = MN = c$, der Halbmesser der kleinern Rolle $cm = r$ und der Halbmesser der grössern Rolle $CM = R$, so ist die Umlaufszeit der kleinern Rolle $t = \frac{2\pi . r}{c}$ und die Umlaufszeit der grössern Rolle $T = \frac{2\pi . R}{c}$, folglich $t : T = \frac{2\pi . r}{c} : \frac{2\pi . R}{c} = r : R$. Es verhalten sich demnach die Umlaufszeiten der Rollen wie ihre Halbmesser.

Wenn man aber die Zahl der Umläufe betrachtet, und die Anzahl derselben, welche die kleine Rolle in einer bestimmten Zeit z. B. in einer Minute oder Stunde macht $= a$, dann die Anzahl der Umläufe, welche die grosse Rolle in derselben Zeit beschreibt $= A$ setzt, so ist der Raum, den die Peripherie der kleinen Rolle in irgend einer Zeit z macht $= z . c = a . 2\pi . r$ und eben so ist der Raum, den die grössere Rolle in derselben Zeit macht, $z . c = A . 2\pi . R$. Weil aber der Raum $z . c$, welchen die Schnur in derselben Zeit zurücklegt, für beide Rollen gleich ist, so ist auch $a . 2\pi . r = A . 2\pi . R$, folglich $a : A = R : r$, also verhält sich die Anzahl der Umläufe wie umgekehrt die Halbmesser der Rollen. Von diesem Satze wird bei dem Maschinenbaue häufig Anwendung gemacht z. B. bei Spinnmaschinen. Kommt es nämlich darauf an, dem gesponnenen Faden eine grössere oder kleinere Drehung zu geben, so muss im ersten Falle der Halbmesser der Spinnrolle kleiner, im zweiten aber grösser gemacht werden. Man pflegt in dieser Hinsicht auch mehrere Rollen von verschiedenen Durchmessern nach Fig. 2 zu verbinden, und das Seil nach Maassgabe der erforderlichen Umläufe um eine oder die andere Rolle gehen zu lassen. Fig. 2. Tab. 72. Die Verbindung zweier Räder mittelst Seilbänder oder Schnüre wird gewöhnlich dort angewendet, wo es vorzüglich auf einen gleichförmigen Gang der Maschine ankommt und der zu gewältigende Widerstand klein ist. In diesem Falle wird nämlich die Triebkraft nur mittelst der Reibung bewirkt, welche die Schnüre auf den Rollen finden, z. B. bei der Betreibung der Spinnrollen u. dgl. Ist aber der Widerstand etwas grösser, wie bei Drehbänken, so werden die Schnüre oder Darmsaiten wie Fig. 3 gekreuzt und in eine schmale Rinne gelegt, damit mehrere Punkte von der Schnur oder Darmsaite berührt, sonach die Kraft zur Gewältigung des Widerstandes vermehrt werde. Fig. 3. Auch hat *Vaucançon* in Frankreich zu diesem Zwecke eigene Ketten angegeben, welche sich theils an den äussern Winkeln der Polygone, über welche sie geführt werden, theils auch an den hierzu am Umfange der Rolle eingeschlagenen Stiften halten. Fig. 4. Weil aber der ungleichförmige Gang, welcher hierbei Statt findet, vorzüglich bei feinen Arbeiten nachtheilig ist, so pflegt man in allen solchen Fällen breitere Riemen oder stärkere Seile den *Vaucançon*'schen Ketten vorzuziehen.

Ist endlich der Widerstand bedeutend grösser, so werden in die Peripherie der sich berührenden Räder Zähne eingeschnitten oder Kämme eingesetzt, welche in einander greifen und dadurch bewirken, dass die Peripherie des angegriffenen Rades mit gleicher Geschwindigkeit und Kraft wie das angreifende Rad umgehen muss. Die Bauart solcher Räder, wenn sie aus Holz verfertigt werden, haben wir in den frühern §§. bereits erklärt.

§. 26.

Die erste Bestimmung bei einem gezähnten Rade betrifft die Stärke der Zähne oder Kämme. Werden dieselben von Holz gemacht, so lässt sich die Stärke entweder aus den im I. Bande über die Festigkeit des Holzes angeführten Versuchen, oder aus Erfahrungen über die Dimensionen solcher Räder, welche sich bei Jahre langem Gebrauche hinlänglich bewährt haben, ableiten. Ein jeder mit dem Radkranze aus einem Stücke bestehender Zahn wird hart an dem Umfange, und wenn er in letztern eingesetzt ist, zu Anfange seines Stieles abbrechen. Nimmt man den Druck in der Linie des gemeinschaftlichen Theilrisses zwischen Zahn und Getriebe an, so wird man die nothwendige Stärke aus der Querschnittsfläche der Zähne im Theilrisse und dem Abstande des Theilrisses vom Umfange des Rades berechnen können. Hölzerne Zähne werden, wie wir bereits erinnerten, aus dem härtesten und zähesten Holze gemacht. Gewöhnlich wird hierzu, wenn sie vor Nässe geschützt sind, Weiss- oder Steinbuchenholz, sonst auch Eichen-, Nussbaum- oder Eschenholz gewählt. Nach den Versuchen von *Musschenbroek* §. 288, I. Band, ist die Gleichung für die relative Festigkeit des Eichenholzes $Q = 1404 \cdot \frac{B . H^2}{L}$, wo Q das Gewicht in N. Oe. Pfunden ist, welches den Bruch bewirkt, die Breite B aber, dann die Höhe H und Länge L, oder Entfernung der wirkenden Kraft vom Punkte, wo der Bruch erfolgt, in N. Oe. Zollen substituirt werden müssen. Nehmen wir nun einen Zahn von 1 Quad. Zoll Querschnitt und 1 Zoll

Höhe und das drückende Gewicht bloss mit dem 10ten Theile dessen an, wovon der Bruch erfolgen würde, so ergibt sich eine Last von $Q = 1,_{4}$ N. Oe. Zentner, welche dieser Zahn auszuhalten vermag. Es wird hier immer nothwendig, bloss einen sehr kleinen Theil von jenem Gewichte in Anschlag zu nehmen, welches den Bruch bewirkt, weil die Zähne bei ihrer fortwährenden Berührung mit den Stöcken sich nach einiger Zeit abnützen und nicht mehr jene Querschnittsfläche, wie zu Anfang besitzen, und weil dieselben, während sie auf den Stöcken fortgeschoben werden, einen immer grössern Hebelsarm gegen die Bruchfläche erhalten.

Aus den Versuchen, welche vom Herrn *Eytelwein* über die Festigkeit der in Preussen üblichen Bauhölzer angestellt und in unserm I. Bande §. 295 angeführt sind, folgt bei gleicher Voraussetzung, wenn der Zahn nur den 10ten Theil jenes Druckes aushalten soll, wovon der Bruch erfolgen würde, dass 1 Zahn von 1 Quad. Zoll Querschnitt und 1 Zoll Höhe bei Steineichen $3,_{48}$ N. Oe. Zentner, bei Sommereichen $3,_{39}$ Zentner, bei Rothbuchen $3,_{99}$ Zentner und bei Weissbuchen $2,_{55}$ Zentner auszuhalten im Stande sey.

Wir wollen die oben gefundenen Stärken mit der Erfahrung noch vergleichen. Bei dem Stirnrade der Bretsäge, Seite 443, II. Band, sind die Kämme von Buchenholz, 3 Zoll lang und der runde Kammstiel $1^{1}/_{6}$ Zoll dick, demnach ist die Querschnittsfläche im Falle des Bruches $B.H = {}^{11}/_{14}\,(1^{1}/_{6})^2$ Quad. Zoll und die Höhe bis zum Theilrisse $L = {}^{2}/_{3} . 3 = 2$ Zoll. Das Stirnrad steckt mit dem oberschlächtigen Wasserrade an einer Welle und das erstere hat im Theilrisse 2 Klafter 2 Zoll im Durchmesser, wogegen der Durchmesser des Theilrisses bei dem Wasserrade 2° 3′ 9″, die Geschwindigkeit in diesem Theilrisse $= 11,_{5}$ und das Bewegungsmoment des ganzen Rades nach Seite 441 $= 3707$ gefunden wurde. Hieraus ergibt sich die Kraft, welche im Theilrisse des Stirnrades als wirksam angesehen werden kann $= \frac{3707}{11,_{5}}\left(\frac{2^{\circ}\ 3'\ 9''}{2^{\circ}\ 2''}\right) = 427$ N. Oe. Pfund, und da der Kammstiel rund ist, so muss nach §. 309, I. Band, das Tragungsvermögen $= m \cdot \frac{33}{56} \cdot \frac{B.H^2}{L}$ gesetzt werden. Substituirt man alle Werthe, so ist $\frac{3707}{11,_{5}}\left(\frac{2^{\circ}\ 3'\ 9''}{2^{\circ}\ 2''}\right) = m \cdot \frac{33}{56} \cdot \frac{11}{14} \cdot \frac{(1^{1}/_{6})^2 . 1^{1}/_{6}}{2}$, woraus $m = 389$ und wenn der Druck in N. Oe. Zentnern substituirt wird, $m = 3,_{89}$ folgt. Vergleichen wir diess mit dem oben für Buchenholz angegebenen Werthe von $m = 3,_{99}$, so zeigt sich eine sehr grosse Uibereinstimmung, woraus man allerdings folgern kann, dass die Zähne nur mit dem 10ten Theile jenes Druckes belastet werden sollen, wovon der wirkliche Bruch bewirkt wird. Bei dieser Annahme wird man auch nicht zu befürchten haben, dass jene Ungleichheiten, welche aus der verschiedenen Beschaffenheit der Holzstücke, je nach dem Standorte des Holzes, seinem Alter, Wachsthum.... entstehen und eine ungleiche Abnützung der Kämme bewirken, einen merklichen Einfluss ausüben können.

Die Stärke gusseiserner Zähne werden wir bei der Bauart derselben später angeben.

§. 27.

Wenn die Zähne hinsichtlich der Gleichförmigkeit der Bewegung die Schnüre ersetzen sollen, so müssen sie eine solche Gestalt erhalten, dass die Bewegung der beiden verbundenen Räder gleichförmig, demnach ohne Stoss oder kurze Stillstände und darauf folgendes plötzliches Fortrücken geschieht. Die vollkommene Gestalt und gehörige Einstellung der Zähne offenbart sich bei jedem Räderwerke dadurch, wenn seine Bewegung ruhig, und gar kein Stoss oder Schnarren hörbar ist.

Weil die Zähne und Triebstöcke der beiden verbundenen Räder am Punkte des Eingriffes einen gleichen Druck zu erleiden haben, so pflegt man sie gewöhnlich von gleicher Stärke zu machen, obwohl nach der bereits angeführten Meinung einiger Maschinenbaumeister die Triebstöcke aus dem Grunde stärker gemacht werden sollen, weil sie mit dem Rade öfter in Berührung kommen und desshalb mehr abgenützt werden. Da jedoch ein ausgelaufenes Rad in vielen andern Rücksichten unbrauchbar wird, so wollen wir zuerst nach *Eytelwein* eine gleiche Breite für die Zähne und Triebstöcke in Antrag bringen, bei der Anfertigung aber von den Zähnen nur so viel abnehmen, als es der Spielraum erfordert.

Die Entfernung der Zähne von einander oder die sogenannte Theilung ist demnach immer der Summe der Breite von Zahn, Triebstock und Spielraum, oder wenn die erstern gleich stark gemacht werden, der doppelten Breite der Zähne gleich. Das Verhältniss der Durchmesser der in einander greifenden Räder oder die Anzahl ihrer Zähne wird zwar nach dem Zwecke der Maschine oder nach dem Verhältniss der hiezu nöthigen Umläufe bestimmt, jedoch pflegt man, wie wir schon §. 16 bemerkten, die Eintheilung so zu machen, dass die Anzahl der Stöcke des Getriebes in der Anzahl der Zähne des Rades nicht ganz aufgeht, sondern bei der Division die Einheit oder eine andere Primzahl übrig bleibt. Auf solche Art kommen nämlich die Triebe immer mit andern Zähnen in Berührung, und es wird den Ungleichheiten des Holzes oder kleinen Fehlern der Bearbeitung und ihren Folgen möglichst vorgebeugt.

§. 28.

Zur vollkommenen Erklärung der Gestalt der Zähne bei Rädern und Getrieben wollen wir uns zuerst die Peripherie eines Rades oder Getriebes noch ohne Zähne auf einer geraden Linie in Bewegung denken. Es befinde sich bei der ersten Stellung der Scheibe A O im Berührungspunkte A ein Stift, welcher bei der Fortwälzung dieser Scheibe die krumme Linie A J P beschreibt. Ist die Scheibe von A nach E gekommen, so ist offenbar der Raum oder Bogen A E dem Bogen J E gleich und der Stift befindet sich in J. Wird diese Bewegung fortgesetzt, bis der Raum A Q der halben Peripherie der Scheibe P Q gleich ist, so steht der Stift an seinem höchsten Punkte P und hat die krumme Linie A J P beschrieben; wird diese Bewegung noch durch eine halbe Peripherie fortgesetzt, so ist A Q A′ = der Peripherie der Scheibe und der Stift befindet sich in A′, u. s. w. Die auf diese Art beschriebene Linie A J P A′, A′ P′ A″ . . . heisst eine Cykloide oder Radlinie. Um diese krumme Linie zu verzeichnen, wollen wir die Peripherie in eine beliebige Anzahl z. B. in 12 gleiche Theile und eben so auch den Weg A A′ oder A′ A″ in 12 solche Theile zerlegen. Wenn die Peripherie um den 12ten Theil, oder um den Raum A′a′ fortgerückt ist, so ist der Punkt A′ nach a gekommen, und da nun der Kreis A″ O″ über dem Punkte a′ gedacht werden kann, so ist a′ a = der Sehne A″ a. Wenn sich der Kreis auf gleiche Art bis b′ bewegt, so ist der Punkt A′ nach b gekommen, und man kann sich abermals den Kreis A″ O″ über den Punkt b′

Fig. 5. Tab. 72.

denken; es ist daher $b'b =$ der Sehne $A''b$ und so in allen folgenden Punkten. Demnach kann die Cykloide auf folgende Art verzeichnet werden. Ist der Kreis $A''O''$ in 12 Theile getheilt, so ziehe man durch die Theilungspunkte $a, b, c, d, \ldots$ die zur Grundlinie parallelen Linien aa, bb, cc, $dd \ldots$; aus dem ersten Theilungspunkte a' schneide man mit der Sehne $A''a$ die erste Parallele aa, aus dem zweiten Punkte b' mit der Sehne $A''b$ die zweite Parallele bb, ... durch, so werden alle diese Durchschnittspunkte mit einander verbunden die verlangte Cykloide geben. Fig. 5. Tab. 72.

Da es zu weitläufig und für unsern Zweck auch unnöthig seyn würde, die ganze Cykloide zu beschreiben, so wollen wir uns erst eine Gleichung für diese krumme Linie suchen. Es sey J ein Punkt in der Cykloide, die Ordinate $Jm = y$ und die Abscisse $Am = x$. Man verbinde den Punkt J mit dem Mittelpunkte D des Kreises und ziehe durch J die Horizontale GJF. Setzen wir den Winkel $JDE = \lambda$ und den Halbmesser des Kreises $JD = b$, so ist der Bogen $JE = AE = b \,.\, \lambda$, die Linie $JF = b \,.\, \operatorname{Sin} \lambda$, also $Am = AE - mE = AE - JF = b \,.\, \lambda - b \,.\, \operatorname{Sin} \lambda = x$. Ferner ist $DF = b \,.\, \operatorname{Cos} \lambda$, also $Jm = FE = DE - DF = b - b \,.\, \operatorname{Cos} \lambda = 2b \,.\, \operatorname{Sin}^2 \tfrac{1}{2}\lambda = y$. Mittelst dieser zwei Gleichungen lassen sich die Coordinaten x und y für jeden Winkel λ berechnen und die Cykloidallinie verzeichnen. Zur Erleichterung dieser Zeichnung haben wir in der unten beigefügten Note *) noch den Krümmungshalbmesser der Cykloide bestimmt.

§. 29.

Denken wir uns einen Triebstock, der in A seinen Mittelpunkt hat, so wird dieser Punkt A die angegebene Cykloide beschreiben. Weil die Halbmesser des Triebstockes Aa und Aa' zu beiden Seiten der Cykloide gleich sind, so werden die Linien aa'', $a'a'''$, welche von beiden Seiten des Triebstockes beschrieben werden, zur Cykloide des Mittelpunktes parallel seyn, und der zwischen diesen beiden äussern Parallellinien eingeschlossene Raum $aa'a'''a''$ wird denjenigen Raum bezeichnen, welcher frei bleiben muss, wenn der Triebstock sich ungehindert bewegen soll. Denken wir uns nun auf der Entfernung eines Zahnes oder in E auf gleiche Art einen zweiten Triebstock, Fig. 6.

---

*) Differenziren wir die beiden Gleichungen für x und y, so erhalten wir $dx = b \,.\, d\lambda (1 - \operatorname{Cos} \lambda) = 2b \,.\, d\lambda \,.\, \operatorname{Sin}^2 \tfrac{1}{2}\lambda$, und $dy = b \,.\, d\lambda \,.\, \operatorname{Sin} \lambda = 2b \,.\, d\lambda \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda \,.\, \operatorname{Cos} \tfrac{1}{2}\lambda$. Mithin ist $ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = 2b \,.\, d\lambda \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda \,.\, \sqrt{\operatorname{Sin}^2 \tfrac{1}{2}\lambda + \operatorname{Cos}^2 \tfrac{1}{2}\lambda} = 2b \,.\, d\lambda \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda$. Daraus folgt $\frac{dx}{ds} = \operatorname{Sin} JHF = \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda$, wenn wir nämlich in J zu dem Bogen die Tangente JH ziehen. Demnach ist der Winkel $JHF = \tfrac{1}{2}\lambda$. Ziehen wir nun Dp winkelrecht auf JE, so ist der Winkel $pDE = \tfrac{1}{2}\lambda$, also ist die Tangente JH parallel zu Dp und die Sehne JE liegt in der Richtung des Krümmungshalbmessers, welchen wir mit R bezeichnen wollen. Zur Bestimmung seiner Grösse setzen wir den Winkel $HJF = 90 - \tfrac{1}{2}\lambda = \mu$; demnach ist $d\lambda = -2 d\mu$. Wird dieser Werth in die oben für ds gefundene Gleichung gesetzt, so haben wir $ds = -4b \,.\, d\mu \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda$. Hieraus folgt der Krümmungshalbmesser $R = \frac{ds}{-d\mu} = 2 \,.\, 2b \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda = 2JE$, also ist der Krümmungshalbmesser der doppelten Länge der Sehne JE gleich; er ist im Anfangspunkte $A = 0$ und nimmt mit dem Winkel λ zu, bis $\tfrac{1}{2}\lambda = 90^\circ$, wo $\operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda = 1$, folglich der Krümmungshalbmesser im Scheitel $P = 4b$ oder dem doppelten Durchmesser des Kreises gleich ist, von da nimmt der Krümmungshalbmesser auf dieselbe Art wieder ab. Fig. 5.

welcher dieselbe Cykloide rückwärts beschreibt, so wird von der andern Seite des Zahnes für die ungehinderte Bewegung des Triebstockes derselbe freie Raum erfordert. Daraus sieht man von selbst, dass die Gestalt des Zahnes durch den zu beiden Seiten von den Cykloiden übrig gelassenen Raum aii'e bestimmt wird. Fig. 6. Tab. 72.

Da die Umfangslinie des Zahnes offenbar zu den Cykloidalbögen AJ und EJ' parallel seyn muss, so wollen wir zur leichtern Verzeichnung den Theil dieser krummen Linien, in welchem der Triebstock mit dem Zahne in Berührung bleibt, als einen Kreisbogen betrachten und hierzu den Mittelpunkt zu bestimmen suchen. Obwohl durch diese Annahme die Bedingniss, dass die Krümmungshalbmesser des Cykloidalbogens von A aus immer zunehmen sollen, nicht erfüllt wird, so sieht man doch von selbst, dass die Abweichung von so kleinen Bögen nicht gross seyn, und dass man über den Unterschied unbedenklich hinausgehen kann, wenn nur der erste Eingriff des Zahnes bei a und der letzte bei i genau mit der Cykloide übereinstimmt.

Wenn nun ai ein Kreisbogen seyn soll, so müssen wir den Punkt a, demnach die Höhe in und die Abscisse an suchen. Die Entfernung aE ist offenbar $= AE - Aa$. Setzen wir den Halbmesser des Triebstockes und die halbe Dicke des Zahnes einander gleich und bezeichnen sie mit r, so ist die Entfernung der Mittelpunkte der zwei Triebstöcke $AE = 4r$; wird hiervon der Halbmesser des Triebstockes $Aa = r$ abgezogen, so bleibt $aE = 3r$. Die Sehne JE ist, wie wir früher gezeigt haben, $= 2b . \text{Sin}\, {}^1\!/_2\lambda$ und wenn wir den Bogen ${}^1\!/_2\lambda$ kleiner als 1 annehmen, so ist wie bekannt $\text{Sin}\, {}^1\!/_2\lambda = {}^1\!/_2\lambda - \frac{\lambda^3}{48} \cdots$, folglich ist $JE = b . \lambda \left(1 - \frac{\lambda^2}{24}\right)$. Weil aber der Bogen $JE = b . \lambda =$ dem Raume $AE = 4r$ ist, so haben wir auch $b . \lambda = 4r$ und $JE = 4r\left(1 - \frac{\lambda^2}{24}\right)$. Wird hiervon die Stärke des Triebstockes $Ji = r$ abgezogen, so bleibt $iE = 3r - \frac{r . \lambda^2}{6} = 3r\left(1 - \frac{\lambda^2}{18}\right)$.

Da nun der Winkel iEn, welchen die Sehne iE mit der Tangente des Kreises macht, die Hälfte des abgeschnittenen Bogens zu seinem Maasse hat, folglich $iEn = {}^1\!/_2\lambda$ ist, so haben wir $in = iE \cdot \text{Sin}\, {}^1\!/_2\lambda = 3r\left(1 - \frac{\lambda^2}{18}\right) \text{Sin}\, {}^1\!/_2\lambda = {}^3\!/_2\lambda \cdot r$, wenn nämlich die höhern Potenzen von ${}^1\!/_2\lambda$ vernachlässigt werden.

Auf gleiche Art ist auch $nE = iE . \text{Cos}\, {}^1\!/_2\lambda = 3r\left(1 - \frac{\lambda^2}{18}\right)\left(1 - \frac{\lambda^2}{8}\right) = 3r\left(1 - \frac{13}{72}\lambda^2\right)$. Wird nun nE von aE abgezogen, so ist $an = aE - nE = 3r - 3r\left(1 - \frac{13}{72}\lambda^2\right) = \frac{13r \cdot \lambda^2}{24}$.

Aus diesen Werthen von an und ni ergibt sich der Halbmesser des Kreisbogens ai nach der Proporzion $an : ni = ni : nu$, folglich, wenn wir den Durchmesser $au = 2R$ setzen; so haben wir, weil an gegen den Durchmesser $2R$ vernachlässigt werden kann $\frac{13r . \lambda^2}{24} : \frac{3}{2} r . \lambda = \frac{3}{2} r . \lambda : 2R$, woraus $R = \frac{27}{13} r = 2{}^1\!/_{13} r$ folgt. Da diese Bestimmung des Halbmessers R von λ, folglich auch von der Anzahl der Triebstöcke nicht ab- Fig. 7.

hängt, so gibt diese Gleichung eine sehr einfache Regel für die Zeichnung der Zähne; es ist nämlich der Halbmesser für ihre Abrundung $R = 2r + \frac{1}{13}r$ oder sehr nahe der untern Breite des Zahnes oder des Triebstockes gleich.

Hierbei müssen aber nothwendig die Bedingnisse erfüllt werden, dass 1^{tens} der Triebstock den Zahn nicht eher verlassen darf, als bis der nächstfolgende eingreift, und 2^{tens} dass auch der Zahn an seinem obern Ende eine hinlängliche Stärke besitzen müsse, um der zu bewegenden Last gehörig zu widerstehen. Die erste Bedingniss gibt uns die nöthige Höhe des Zahnes, welche nicht kleiner seyn darf, als $in = \frac{3}{2} r . \lambda$. Nennen wir die Anzahl der Triebstöcke N, so ist $\lambda . b : 1 = \frac{22}{7} . 2b : N$ woraus $\lambda = \frac{44}{7N}$, folglich $in = \frac{3}{2} r . \frac{44}{7N} = \frac{66r}{7N}$. Die zweite Bedingniss be-
Fig. 8. Tab. 72. stimmt uns die nöthige Anzahl der Triebstöcke. Da die andere Seite des Zahnes oq der ersten ia ähnlich und gleich seyn muss, überdiess der Zahn nicht in einer Spitze endigen kann, welche von dem Drucke der Last abgebrochen werden würde, so folgt von selbst, dass die Linie an kleiner seyn muss, als der Halbmesser des Zahnes ag oder dass $\frac{13\lambda^2}{24}$ kleiner als 1 seyn müsse. Weil aber $\lambda = \frac{44}{7N}$ ist, so erhalten wir $\frac{13}{24} . \left(\frac{44}{7N}\right)^2$ kleiner als 1, demnach N grösser als $\frac{44}{7}\sqrt{\frac{13}{24}}$ oder N grösser als 4,6 und weil die Anzahl der Triebstöcke N immer eine ganze Zahl seyn muss, so folgt hieraus, dass die Anzahl der Triebstöcke nicht weniger als fünf betragen dürfe. Die halbe obere Breite des Zahnes ist demnach allgemein $r - an = r - \frac{13}{24}\left(\frac{44}{7N}\right)^2 . r = r\left(1 - \frac{21}{N^2}\right)$. Die nöthige Höhe des Zahnes wurde $= \frac{66r}{7N}$ gefunden. Nach diesen Gleichungen ist folgende Tabelle berechnet worden.

Zahl der Triebstöcke N	Nöthige Höhe der Zähne	Breite des Zahnes am Kopfe.
5	0,94 . 2 r	0,16 . 2 r
6	0,79 . 2 r	0,42 . 2 r
7	0,67 . 2 r	0,57 . 2 r
8	0,59 . 2 r	0,67 . 2 r
9	0,52 . 2 r	0,74 . 2 r
10	0,47 . 2 r	0,73 . 2 r
11	0,43 . 2 r	0,83 . 2 r
12	0,39 . 2 r	0,85 . 2 r
13	0,36 . 2 r	0,83 . 2 r
14	0,34 . 2 r	0,89 . 2 r
15	0,31 . 2 r	0,91 . 2 r

Da durch die Abrundung der Zähne mit dem Krümmungshalbmesser $R = 1{,}04 . 2r$ sowohl die nöthige Höhe der Zähne, als auch deren obere Breite sich von selbst ergibt, so ist diese Tabelle hauptsächlich nur zu dem Zwecke berechnet worden, um durch Entgegenhaltung der zu betreibenden Last und der obern Breite der Zähne auf ihre untere Breite und nöthige Anzahl in jedem gegebenen Falle schliessen zu können.

§. 30.

Die Zahlen dieser Tabelle sind übrigens unter der Voraussetzung berechnet, dass in dem Augenblick, wo ein Zahn auslässt, der nächstfolgende einzugreifen habe. Weil es aber sehr schwer und beinahe unmöglich ist, die Bearbeitung der Zähne und Getriebe so genau herzustellen, dass in dem Augenblick, wo ein Zahn auslässt, zugleich ein anderer eingreifen und die gleichförmige Bewegung des Rades ohne den geringsten Stoss oder Stillstand fortsetzen möge, so wird die nöthige Sicherheit der gleichförmigen Bewegung nur dadurch zu erzielen seyn, wenn die Berührung des vorausgehenden Zahnes bei dem Eingriff des zweiten noch einige Zeit fortdauert.

Fig. 9. Tab. 72.

In dieser Hinsicht wollen wir annehmen, dass der vorausgehende Zahn, nachdem er den Raum $4r$ beschrieben hat, noch den Raum s mit dem neueingreifenden Zahne gemeinschaftlich zurücklegen soll. In diesem Falle ist die Entfernung $AE = 4r + s = b\,.\,\lambda$. Wird davon die Grösse Aa abgezogen, so bleibt für die Entfernung, bei welcher der vorausgehende Zahn aus dem Eingriff tritt, $aE = 3r + s$.

Die Sehne JE ist, wie wir früher gezeigt haben $= 2b\,.\,\text{Sin}\,{}^1\!/_2\lambda = b\,.\,\lambda\left(1 - \frac{\lambda^2}{24}\right) = (4r+s)\left(1 - \frac{\lambda^2}{24}\right)$. Wird hiervon der Halbmesser des Triebstockes r abgezogen, so bleibt $iE = 3r + s - (4r+s)\,\frac{\lambda^2}{24}$. Wird nun iE mit $\text{Sin}\,{}^1\!/_2\lambda$ multiplizirt, so erhalten wir $in = (3r+s)\ \text{Sin}\,{}^1\!/_2\lambda = (3r+s)\frac{\lambda}{2}$. Auf gleiche Art ist $nE = iE\,.\,\text{Cos}\,{}^1\!/_2\lambda = (3r+s)\left(1 - \frac{\lambda^2}{8} - \frac{4r+s}{3r+s}\cdot\frac{\lambda^2}{24}\right) = (3r+s)\left(1 - \frac{13\,\lambda^2}{72}\right)$.

Zieht man nE von aE ab, so bleibt $an = (3r+s)\,\frac{13}{72}\lambda^2 = \frac{13}{24}\,r\left(1 + \frac{s}{3r}\right)\lambda^2$. Mit diesen Werthen findet man den Krümmungshalbmesser der Abrundung.

$R = \frac{(in)^2}{2an} = \frac{9}{13}(3r+s) = \frac{27}{13}\,r\left(1 + \frac{s}{3r}\right)$. Wird dieser Krümmungshalbmesser mit dem vorigen $\frac{27}{13}\,r$ verglichen, so sehen wir, dass der letztere nur um die Grösse $\frac{9}{13}\,s$ grösser ist, übrigens aber die Bemerkung, dass der Halbmesser der Krümmung von der Anzahl der Triebstöcke nicht abhängt, wieder ihre Richtigkeit hat. Die nöthige Höhe des Zahnes ist $in = (3r+s)\frac{\lambda}{2} = \left(\frac{3r+s}{2b}\right)b\,.\,\lambda = \frac{(3r+s)\ (4r+s)}{2b}$ und weil die Anzahl der Triebstöcke N durch die Gleichung $4r\,.\,N = \frac{22}{7}\cdot 2b$ bestimmt wird, so ist $b = \frac{7}{11}\cdot r\,.\,N$, demnach haben wir für die Höhe, bei welcher der Zahn den Trieb verlässt, $in = \frac{11\,(3r+s)\,(4r+s)}{14\quad r\,.\,N} = \frac{66}{7N}\,r\left(1 + \frac{7s}{12r}\right)$. Die Gleichungen $4r + s = b\,.\,\lambda$ und $b = \frac{7}{11}\,r\,.\,N$ geben $\lambda = \frac{4r+s}{b} = \frac{11\,(4r+s)}{7r\,.\,N} = \frac{44}{7N}\left(1 + \frac{s}{4r}\right)$. Wird dieser Werth in die Gleichung $r - an = r\left\{1 - \frac{13}{24}\left(1 + \frac{s}{3r}\right)\lambda^2\right\}$ substituirt, so erhalten wir die obere halbe Breite des Zahnes $= r\left\{1 - \frac{13}{24}\left(1 + \frac{s}{3r}\right)\left(\frac{44}{7N}\right)^2\cdot\left(1 + \frac{s}{4r}\right)^2\right\}$ und wenn wir s kleiner als r annehmen, so ist dieselbe sehr nahe $= r\left\{1 - \frac{21}{N^2}\left(1 + \frac{5s}{6r}\right)\right\}$.

Die Gleichung für den Krümmungshalbmesser $R = \frac{9(3r + s)}{13}$ verschafft uns den Vortheil, dass wir für R einen bestimmten Werth annehmen und demselben gemäss den Raum s, bei welchem nämlich der eingreifende und austretende Zahn mit einander gehen, ableiten können. Weil aber der Raum s unserer Willkühr überlassen ist, so können wir über alle vorgefundenen Ungleichheiten und selbst über die Rechnungsfehler hinsichtlich der approximativen Bestimmungen des $\text{Sin}\ \frac{1}{2}\lambda$ und $\text{Cos}\ \frac{1}{2}\lambda, \ldots\ldots$ um so mehr hinausgehen, als die Folgen hiervon nur der willkührlichen Grösse s zufallen, demnach keinen mechanischen Nachtheil nach sich ziehen können.

§. 31.

Um hiervon ein Beispiel zu geben, wollen wir $R = 2\frac{1}{3}r$ annehmen, so ist $s = \frac{1}{3}r$; demnach die obere Breite der Zähne $= 2r\left\{1 - \frac{21}{N^2}\left(1 + \frac{5}{18}\right)\right\} = 2r\left(1 - \frac{27}{N^2}\right)$. Es ist also die kleinste Anzahl der Triebstöcke $N = 6$ und in diesem Falle die nöthige Höhe der Zähne $in = 1{,}9\,r$ oder sehr nahe $= 2r$ oder der Breite des Zahnes gleich. Die halbe Breite des Zahnes am Kopfe ist $= r\left(1 - \frac{27}{N^2}\right)$ und für $N = 6$ erhalten wir für die obere halbe Breite des Zahnes $\frac{1}{4}r$, mithin die ganze obere Breite $\frac{1}{4} . 2r$. Diese Abmessungen können beibehalten werden, wenn auch die Anzahl der Triebstöcke grösser als 6 angenommen wird, weil in diesem Falle nur ein Theil der Höhe überflüssig und die Breite der Zähne an dem Orte, wo der Zahn den Trieb verlässt, von selbst so ausfällt, wie es der Abrundung des Zahnes gemäss ist, und wie es auch eine hierüber angestellte Rechnung geben würde.

Zur deutlichern Ersichtlichmachung dieses Gegenstandes hat man in den Figuren 9 und 10 die Anzahl der Triebstöcke 6 und 12 und den Spielraum nach *Eytelwein* $\frac{1}{8}$ von der Breite des Zahnes gesetzt. Wenn demnach eine gezähnte Stange durch ein Stockgetrieb bewegt werden soll, und die Gestalt der Zähne gesucht wird, die sich auf der Stange befinden, so ist nur zu bemerken, dass sich auf dem Getrieb nicht weniger als 5 Triebstöcke befinden dürfen, und wenn der eingreifende und auslassende Zahn eine Zeitlang eine gemeinschaftliche Wirkung haben sollen, so muss das Stockgetrieb 6 Triebstöcke haben und für die Zeichnung der Zähne können wir den Radius $2\frac{1}{3}r$ annehmen. Mit diesem Halbmesser lassen sich nun alle Zähne zeichnen, der Trieb mag so viel Stöcke haben als er wolle. Wir haben also den Vortheil, eine allgemeine Regel für die Zeichnung der Zähne zu besitzen.

Fig. 10 und 11. Tab. 72.

Nach unserm Grundsatz, dass die Triebstöcke öfter in Berührung kommen, sonach sich mehr auslaufen als die Zähne, nehmen wir die Stärke oder den Durchmesser des Triebstockes $ab = 2r$ zum Maasstabe der Zeichnung. Diese Grösse wird nun auf der Linie AB so weit aufgetragen, als die Stange mit Zähnen versehen werden soll. Da nun in der 1^{ten}, 3^{ten}, 5^{ten}, 7^{ten} .... Abtheilung Triebstöcke einzugreifen haben und die zwischenliegenden Räume für den Zahn gehören, so theilt man den Raum eines Triebstockes $ab = 2r$ in 6 gleiche Theile, es wird also der 6^{te} Theil $ad = \frac{1}{3}r$ seyn. Diesen 6^{ten} Theil ad und den Raum ae oder zusammen de nimmt man in den Zirkel und setzt in den An-

Fig. 10 und 11. Tab. 72.

fangspunkt e den einen Schenkel des Zirkels ein. Der zweite Schenkel gibt nun im Theilriss den Mittelpunkt, aus welchem der Bogen e o oder diejenige Seite des Zahnes beschrieben wird, von welcher die Triebstöcke getrieben werden. Wenn nun a f den nöthigen Spielraum, den wir ⅛ von der Breite des Zahnes gleichgesetzt haben, vorstellt, so wird der Zirkel mit derselben Oeffnung von der andern Seite in f eingesetzt und der zweite Schenkel gibt im Theilriss den Mittelpunkt für den Bogen f o, welcher die zweite Seite des Zahnes bildet. Auf dieselbe Art werden auch die übrigen Zähne e′ o′ f′ gezeichnet.

Diese Zeichnung gewährt nun noch den Vortheil, dass auch die Bewegung nach der entgegengesetzten Seite geschehen kann, weil die Gestalt der Zähne auf beiden Seiten vollkommen gleich ist. Eine besondere Bestimmung für die Höhe der Zähne ist dabei gar nicht nothwendig, weil aus den beiden Zeichnungen ersichtlich ist, dass zwar bei einer grössern Anzahl Triebstöcke die nöthige Höhe der Zähne e i kleiner und bei einer kleinern Anzahl Triebstöcke grösser seyn müsse, dass jedoch die grössere Höhe des Zahnes der Bewegung nicht hinderlich seyn kann, nur darf die Anzahl der Triebstöcke nicht so klein angenommen werden, dass dabei der auslassende Zahn bei i früher aus der Berührung träte, bevor der folgende bei b eingegriffen hat.

§. 32.

Um die Gestalt der Zähne für den Fall zu bestimmen, wenn ein Getriebe nicht in eine gerade Stange, sondern in ein gezähntes Rad eingreift, müssen wir uns erst die Peripherien der beiden Räder noch ohne Zähne über einander in Bewegung denken. Zu dieser Absicht wollen wir uns vorstellen, dass der obere Kreis auf dem untern fortgewälzt werde. Befindet sich in dem Punkte A ein Stift, welcher bei der Fortwälzung eine Spur zurücklässt, so wird die beschriebene Linie AJPQ eine Epicykloide genannt; wäre aber der Halbmesser A C des untern Kreises unendlich gross, folglich der Bogen A E eine gerade Linie, so heisst die krumme Linie, wie wir bereits erinnerten, eine Cykloide.

Fig. 1. Tab. 73.

Fig. 2.

Es sey A f der Kreis, welcher über dem zweiten Kreise A A′ fortgewälzt werden soll, so dass der Stift in A die Epicykloide A d f A′ beschreibt. Um diese krumme Linie zu zeichnen, wollen wir die Peripherie des Kreises A f in eine beliebige Anzahl z. B. in 12 gleiche Theile eintheilen, und auf gleiche Art auch den Weg A A′ in dieselben 12 Theile zerlegen. Wenn die Peripherie um den 12ten Theil oder um den Raum A a′ fortgerückt ist, so ist der Punkt A nach a gekommen und da nun der Kreis A f über dem Punkte a′ gedacht werden kann, so ist a′ a = der Sehne A a. Wenn der Kreis sich bis b′ bewegt hat, so ist der Punkt A nach b gekommen und man kann sich abermals den Kreis A f über dem Punkte b′ denken, und es ist b′ b = der Sehne A b; und eben so in den folgenden Punkten. Die krumme Linie lässt sich demnach auf folgende Art verzeichnen: Wenn der Kreis A f in 12 Theile getheilt ist, so ziehe man durch die Theilungspunkte die mit dem Kreise A A′ konzentrischen Kreislinien a a, b b, c c, d d . . . . . Aus dem ersten Theilungspunkte a′ durchschneide man mit der Sehne A a die erste Parallele a a, aus dem zweiten Punkte b′ mit der Sehne A b die zweite Parallele b b, aus dem dritten Punkte c′ mit A c die Parallele c c . . . . Zieht man nun durch die erhaltenen Durchschnittspunkte eine fortlaufende krumme Linie, so gibt diese die verlangte Epicykloide.

Da es für unsern Zweck, wie wir bereits gezeigt haben, nicht nöthig ist, die ganze Fig. 1. Tab. 73. Epicykloide zu verzeichnen, so wollen wir für dieselbe abermals eine Gleichung suchen. Es sey der Halbmesser des grössern Rades $AC = CE = a$, der Halbmesser des kleinern Rades $AB = ED = b$. Bewegt sich das Rad AO auf der Peripherie AE des grössern Rades von A nach E wie eine Scheibe fort und rückt aus der Stellung AO in jene EM, so werden die Bögen AE und EJ einander gleich seyn. Der Winkel, den das kleine Rad um seinen Mittelpunkt beschrieben hat, JDE sey $= \lambda$ und auf gleiche Art sey der Winkel $ACE = BCD$, den nämlich der Mittelpunkt des kleinern Rades um den Mittelpunkt des grössern zurückgelegt hat, $= \mu$, so ist die Länge des Bogens $AE = a . \mu$ und die Länge des Bogens $JE = b . \lambda$. Weil aber die beiden Bögen AE und JE einander gleich sind, so ist $a . \mu = b . \lambda$ und $\mu = \frac{b . \lambda}{a}$. Wird aus D auf die Linie CB die Winkelrechte DG gezogen, so ist $DG = DC . \mathrm{Sin}\,\mu = (a + b)\,\mathrm{Sin}\,\mu$ und $CG = DC . \mathrm{Cos}\,\mu = (a + b)\,\mathrm{Cos}\,\mu$. In dem Dreiecke KDC ist der äussere Winkel DKG offenbar den beiden innern bei D und C gleich, folglich $DKG = \lambda + \mu$; weil aber die Linie FJ zu GK parallel ist, so ist auch der Winkel $FJD = GKD = \lambda + \mu$, demnach $DF = JD . \mathrm{Sin}\,FJD = b . \mathrm{Sin}\,(\lambda + \mu)$ und $FJ = JD . \mathrm{Cos}\,FJD = b . \mathrm{Cos}\,(\lambda + \mu)$. Setzt man nun die Abscisse $CH = x$ und $HJ = y$, so ist $x = GC - FJ = (a + b)\mathrm{Cos}\,\mu - b . \mathrm{Cos}\,(\lambda + \mu)$ und $y = HJ = GD - FD = (a + b)\,\mathrm{Sin}\,\mu - b . \mathrm{Sin}\,(\lambda + \mu)$. Mittelst dieser beiden Gleichungen lassen sich nun die Coordinaten x und y für jeden Winkel λ des Epicykloidalbogens berechnen und die krumme Linie selbst verzeichnen. Zur bequemern Verzeichnung haben wir noch die Grösse des Krümmungshalbmessers für jeden Punkt J der krummen Linie in der unten beigefügten Note *) bestimmt.

---

*) Aus der ersten Gleichung folgt $dx = -(a + b)\,d\mu . \mathrm{Sin}\,\mu + b\,(d\lambda + d\mu)\,\mathrm{Sin}\,(\lambda + \mu)$, und aus $a . \mu = b . \lambda$ ergibt sich, $b . d\lambda = a . d\mu$. Wird dieser Werth in die erste Differenzialgleichung substituirt, so ist $dx = (a + b)\,d\mu\,\Big(\mathrm{Sin}\,(\lambda + \mu) - \mathrm{Sin}\,\mu\Big)$. Eben so erhalten wir $dy = (a + b)\,d\mu . \mathrm{Cos}\,\mu - b\,(d\lambda + d\mu)\,\mathrm{Cos}\,(\lambda + \mu) = (a + b)\,d\mu\,\Big(\mathrm{Cos}\,\mu - \mathrm{Cos}\,(\lambda + \mu)\Big)$.

Nach den Grundsätzen der Trigonometrie haben wir für den Sinus der Summe und der Differenz zweier Winkel die Gleichungen $\mathrm{Sin}\,(A + B) = \mathrm{Sin}\,A . \mathrm{Cos}\,B + \mathrm{Sin}\,B . \mathrm{Cos}\,A$ und $\mathrm{Sin}\,(A - B) = \mathrm{Sin}\,A . \mathrm{Cos}\,B - \mathrm{Sin}\,B . \mathrm{Cos}\,A$, woraus sich $\mathrm{Sin}\,(A + B) - \mathrm{Sin}\,(A - B) = 2\,\mathrm{Sin}\,B . \mathrm{Cos}\,A$ ergibt. Setzen wir $A + B = \lambda + \mu$ und $A - B = \mu$, so ist $A = \frac{\lambda}{2} + \mu$ und $B = \frac{\lambda}{2}$; wir erhalten demnach $\mathrm{Sin}\,(\lambda + \mu) - \mathrm{Sin}\,\mu = 2\,\mathrm{Sin}\,\tfrac{1}{2}\lambda . \mathrm{Cos}\,(\tfrac{1}{2}\lambda + \mu)$. Auf gleiche Art haben wir für den Cosinus der Summe und der Differenz zweier Winkel die Gleichungen $\mathrm{Cos}\,(A + B) = \mathrm{Cos}\,A . \mathrm{Cos}\,B - \mathrm{Sin}\,A . \mathrm{Sin}\,B$ und $\mathrm{Cos}\,(A - B) = \mathrm{Cos}\,A . \mathrm{Cos}\,B + \mathrm{Sin}\,A . \mathrm{Sin}\,B$. Wird die erste Gleichung von der zweiten abgezogen, so ist $\mathrm{Cos}\,(A - B) - \mathrm{Cos}\,(A + B) = 2\,\mathrm{Sin}\,A . \mathrm{Sin}\,B$. Setzen wir abermals $A + B = \lambda + \mu$ und $A - B = \mu$, so ist $A = \frac{\lambda}{2} + \mu$ und $B = \frac{\lambda}{2}$ und wir erhalten $\mathrm{Cos}\,\mu - \mathrm{Cos}\,(\lambda + \mu) = 2\,\mathrm{Sin}\,(\tfrac{1}{2}\lambda + \mu)\,\mathrm{Sin}\,\tfrac{1}{2}\lambda$. Werden diese Werthe in die obigen Glei-

§. 33.

Wenn sich ein Trieb über einem gezähnten Rade bewegen soll, so können wir uns eben so wie vorhin bei der gezähnten geraden Stange zwei zunächst auf einander folgende Triebstöcke denken, wovon der Mittelpunkt des einen die eben angegebene Epicykloide beschreibt, und die parallelen Linien, welche zu beiden Seiten auf der Entfernung des Halbmessers des Triebstockes beschrieben werden, den Raum angeben, welchen der erste Triebstock zu seiner Bewegung nöthig hat. Wenn wir den nächstfolgenden Triebstock denselben Raum rückwärts machen lassen, so gibt der, zwischen den beiderseitigen Epicykloidallinien übrig gebliebene Raum a i i′ e abermals die Gestalt an, welche dem Zahne auf dem Rade gegeben werden muss, wenn der Zahn mit dem Triebstocke immer fort in Berührung bleiben und die beiderseitige Bewegung nicht gehindert werden soll. Da es aber zu weitläufig seyn würde, für jeden Fall diese Epicykloidallinien mit der nöthigen Genauigkeit zu beschreiben, so wollen wir für den kleinen Theil der krummen Linie, in welcher jeder Triebstock mit seinem Zahne in Berührung bleibt, abermals eine Kreislinie annehmen, sonach den Halbmesser suchen, mit welchem die Abrundung der Zähne verzeichnet werden muss, wenn sowohl der erste Punkt, bei welchem der Triebstock in Berührung tritt, als auch der letzte, bei welchem er den Zahn verlässt, in derselben Epicykloidallinie liegen soll. Fig. 3. Tab. 73.

---

chungen für dx und dy substituirt, so ergibt sich $dx = (a+b)\, d\mu \,.\, 2 \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda \,.\, \operatorname{Cos}(\tfrac{1}{2}\lambda + \mu)$ und $dy = (a+b)\, d\mu \,.\, 2 \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda \,.\, \operatorname{Sin}(\tfrac{1}{2}\lambda + \mu)$. Fig. 1. Daraus folgt $ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = (a+b)\, d\mu \,.\, 2 \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda \,.\, \sqrt{\operatorname{Cos}^2(\tfrac{1}{2}\lambda + \mu) + \operatorname{Sin}^2(\tfrac{1}{2}\lambda + \mu)} = (a+b)\, d\mu \,.\, 2 \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda$. Demnach ist $\frac{dy}{dx} = \operatorname{tang}(\tfrac{1}{2}\lambda + \mu) = \operatorname{tang} w$, wenn nämlich der Winkel $eJF = w$ gesetzt wird; denn in diesem Dreiecke ist der Winkel JMD an der Peripherie $= \tfrac{1}{2}\, JDE = \tfrac{1}{2}\lambda$ und da das Dreieck DJM gleichschenklich, folglich der Winkel $MJD = JMD = \tfrac{1}{2}\lambda$ ist, so ist der Winkel $FJe = FJD - DJM = \lambda + \mu - \tfrac{1}{2}\lambda = \tfrac{1}{2}\lambda + \mu$. Es geht demnach die Verlängerung der Hypothenuse des Differenzialdreieckes, nämlich die Linie Je durch den Punkt M. Nun ist aber der Winkel EJM im Halbkreise ein rechter, also die Linie JL winkelrecht auf die Seite Je und **es liegt daher der Mittelpunkt des Krümmungshalbmessers in der Linie JL.**

Wenn wir auf gleiche Art aus dem Punkte e die Linie eL winkelrecht auf das folgende Element ziehen, so ist der Winkel $JLe = -d\,(FJe) = dw$. Nun haben wir aber in dem Dreiecke JLe die Proporzion $dw : 1 = ds : R$, demnach den Krümmungshalbmesser $R = \frac{ds}{dw}$. Weil aber $w = \mu + \tfrac{1}{2}\lambda$, also $dw = d\mu + \tfrac{1}{2}\, d\lambda$ und $d\lambda = \frac{a}{b} \cdot d\mu$, so ist $dw = d\mu + \tfrac{1}{2} \cdot \frac{a}{b} \cdot d\mu = d\mu \left(\frac{a+2b}{2b}\right)$. Vorhin war $ds = (a+b)\, d\mu \,.\, 2 \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda$, also ist

$$R = \frac{ds}{dw} = \frac{(a+b)\, d\mu \,.\, 2 \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda \,.\, 2b}{d\mu\,(a+2b)} = \frac{(2a+2b)\; 2b \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda}{a+2b} = \frac{a \,.\, 2b \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda}{a+2b} + 2b \cdot \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda.$$

Weil aber die Sehne $JE = 2b \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda$, und wenn wir den Bogen JE von M nach N auftragen und N mit dem Mittelpunkte C verbinden, wie auch die Linie JE verlängern, bis sie der Linie NC begegnet, so sind die Dreiecke MNC und ELC ähnlich, da JL parallel zu MN ist. Wir haben demnach $MC : MN = EC : EL$ oder $a + 2b : 2b \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda = a : EL$, also ist $EL = \frac{a \,.\, 2b \,.\, \operatorname{Sin} \tfrac{1}{2}\lambda}{a+2b}$, und sonach der **Krümmungshalbmesser** $R = LE + EJ = LJ$.

Es seyen E und J die Mittelpunkte der zwei Triebstöcke, wo der erste Eingriff und das Auslassen desselben Zahnes erfolgt. Verbinden wir diese zwei Punkte J und E durch eine gerade Linie, ziehen die Halbmesser des gezähnten Rades CA und CE Fig. 3. Tab. 73. und beschreiben aus dem Mittelpunkte D den Theilriss, so geht die um D beschriebene Kreislinie durch die beiden Punkte E und J und es ist nach der Zeichnung der Epicykloide der Bogen des Getriebes EJ dem Bogen des Rades AE oder der Entfernung der beiden Triebstöcke gleich. Setzen wir nun den Winkel $JDE = \lambda$, und den Winkel $ACE = \mu$, so haben wir $b.\lambda = a.\mu = 4r$, wenn nämlich der Halbmesser des Triebstockes und des Zahnes $= r$ gesetzt wird. Ferner ist die Sehne $JE = 2b.\mathrm{Sin}\,{}^1\!/_2\lambda$, und wenn der Winkel ${}^1\!/_2\lambda$ kleiner als 1 ist, so gibt uns die bekannte Gleichung, wodurch der Sinus durch die Länge seines Bogens ausgedrückt wird, $\mathrm{Sin}\,{}^1\!/_2\lambda = {}^1\!/_2\lambda - \frac{({}^1\!/_2\lambda)^3}{2.3} \ldots\ldots$ die Länge der Sehne $JE = b.\lambda - \frac{b.\lambda^3}{24}$; weil aber $b.\lambda = 4r$, so ist auch die Länge der Sehne $JE = 4r - \frac{r.\lambda^2}{6}$. Ziehen wir den Halbmesser des Triebstockes Ji von JE ab, so haben wir $iE = 3r - \frac{r.\lambda^2}{6} = 3r\left(1 - \frac{\lambda^2}{18}\right)$.

Ziehen wir noch die Sehne AE, so bildet die in E für beide Kreise gemeinschaftliche Tangente mit der Sehne AE einen Winkel, welcher die Hälfte des abgeschnittenen Bogens AE oder ${}^1\!/_2\mu$ zu seinem Maasse hat, und eben so bildet diese Tangente mit der Sehne JE einen Winkel, dessen Maass die Hälfte des abgeschnittenen Bogens JE oder ${}^1\!/_2\lambda$ ist; mithin ist der Winkel $iEA = {}^1\!/_2\mu + {}^1\!/_2\lambda$. Es ist daher die auf AE senkrechte $in = iE.\mathrm{Sin}\,{}^1\!/_2(\lambda + \mu)$, und wenn wir statt iE seinen Werth setzen und die den 2ten Grad übersteigenden Potenzen von λ und μ vernachlässigen, so ist die Höhe des Zahnes $in = \frac{3r}{2}(\lambda + \mu)$. Hieraus ersehen wir, dass die Zähne einerlei Höhe erhalten, wenn die Summe der Winkel $\lambda + \mu$ eine gleiche Grösse beträgt. Es mag demnach λ grösser oder kleiner als μ seyn, oder das grössere Rad mag in ein kleineres Getriebe oder umgekehrt ein Getriebe mit einem grössern Durchmesser in ein Rad mit einem kleinern Durchmesser eingreifen, so bleibt doch die nöthige Höhe der Zähne unverändert, wenn nur die Summe der Winkel $\lambda + \mu$, oder die Anzahl der Triebstöcke und Zähne zusammen dieselbe ist.

Ferner ist die Sehne $AE = 2a.\mathrm{Sin}\,{}^1\!/_2\mu = a.\mu\left(1 - \frac{\mu^2}{24}\right) = 4r\left(1 - \frac{\mu^2}{24}\right)$; wird hiervon Aa oder r abgezogen, so bleibt $aE = 3r - \frac{4r.\mu^2}{24} = 3r\left(1 - \frac{\mu^2}{18}\right)$. Weiters ist $nE = iE\cdot\mathrm{Cos}\left(\frac{\lambda + \mu}{2}\right) = iE\left(1 - \frac{1}{8}(\lambda + \mu)^2\right)$, und wenn wir statt iE den vorhin gefundenen Werth $3r\left(1 - \frac{\lambda^2}{18}\right)$ setzen und die höhern Potenzen von λ und μ abermals vernachlässigen, so ist $nE = 3r\left(1 - \frac{\lambda^2}{18} - \frac{(\lambda + \mu)^2}{8}\right)$. Wird nun dieser Werth von aE abgezogen, so bleibt $aE = nE = an = 3r\left\{\frac{(\lambda + \mu)^2}{8} + \frac{\lambda^2 - \mu^2}{18}\right\} = \frac{3r}{8}(\lambda + \mu)^2.\left\{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\lambda - \mu}{\lambda + \mu}\right)\right\}$.

Mit diesen Werthen erhalten wir den **Halbmesser der Abrundung der Zähne** Fig. 3. Tab. 73.

nach Seite 37, $$R = \frac{(i\,n)^2}{2\,a\,n} = \frac{\left(\frac{3}{2}r(\lambda+\mu)\right)^2}{\frac{3}{4}r(\lambda+\mu)^2\left\{1+\frac{4}{9}\left(\frac{\lambda-\mu}{\lambda+\mu}\right)\right\}} = \frac{3\,r}{1+\frac{4}{9}\left(\frac{\lambda-\mu}{\lambda+\mu}\right)}.$$

Aus dieser Gleichung ersehen wir abermals,

1tens, dass der Abrundungshalbmesser der Zähne nicht von der absoluten Grösse der Winkel λ oder μ, sondern nur von dem Verhältnisse $\frac{\lambda}{\mu}$ oder von dem Verhältnisse der Halbmesser beider Räder $\frac{b}{a}$, dann von der Anzahl der Triebstöcke und Zähne $\frac{N}{N'}$ abhängt.

2tens. Der Krümmungshalbmesser R ist am kleinsten und die Abrundung am grössten, wenn $\mu = 0$ oder wenn eine gezähnte Stange mit einem Stockgetriebe bewegt wird. In diesem Falle ist der Abrundungshalbmesser für die Zähne der Stange $R = \frac{3\,r}{1+\frac{4}{9}} = \frac{27\,r}{13}$, folglich sehr nahe der Breite der Zähne $2r$ gleich.

3tens. Wenn die Anzahl der Zähne und Triebstöcke gleich, oder wenn die Halbmesser des Rades und Getriebes einander gleich sind, folglich $\lambda = \mu$ ist, so erhalten wir $R = 3r$ oder der Abrundungshalbmesser der Zähne ist ein und ein halbmal so gross als der Durchmesser der Triebstöcke.

4tens. Wenn endlich $\lambda = 0$ oder wenn eine gerade Stange mit kreisrunden Zähnen versehen wird, und von einem gezähnten Rade betrieben werden soll, so ist der Abrundungshalbmesser R am grössten, nämlich $= \frac{3\,r}{1-\frac{4}{9}} = \frac{27}{5}r$ oder R ist $= 2{,}7 \,.\, 2r$. Hieraus ergeben sich die Gränzen des Krümmungshalbmessers R, welche zwischen $1{,}04 \,.\, 2r$ und $2{,}70 \,.\, 2r$ eingeschlossen sind.

§. 34.

Die **Breite der Zähne am Fusse** oder an der Sehne AE ist offenbar $ae = 2a \,.\, \text{Sin}\,\frac{1}{2}\mu - 2r$. Weil aber der Bogen $AE = a \,.\, \mu = 4r$, sonach $a = \frac{4\,r}{\mu}$, so ist die Breite $ae = \frac{4\,r}{\mu} \cdot 2\,\text{Sin}\,\frac{1}{2}\mu - 2r = 4r - \frac{2r \,.\, \mu^2}{12} - 2r = 2r\left(1 - \frac{\mu^2}{12}\right)$. Wäre der Bogen AE eine gerade Linie, so ist die Breite der Zähne am Fusse $= 4r - 2r = 2r$ oder der Breite der Triebstöcke gleich. Wäre die Peripherie des Rades mit 6 Zähnen versehen, so ist der Bogen $AE = \frac{2a}{6} \cdot \frac{22}{7} = \frac{22\,a}{21}$, und die Sehne $AE = 2a \,.\, \text{Sin}\,\frac{1}{2}\mu = a$. Weil aber der Bogen $AE = 2 \,.\, 2r = \frac{22}{21}a$, so ist der Halbmesser a oder die Sehne $AE = \frac{21}{22} \cdot 4r = \frac{21}{11} \cdot 2r$. Ziehen wir hiervon $Aa + eE = 2r$ ab, so bleibt der Zwischenraum $= \frac{10}{11} \cdot 2r$, folglich ist die Breite der Zähne am Fusse um $\frac{1}{11}$ kleiner als der Durchmesser der Triebstöcke. Herr *Eytelwein* macht in dieser Hinsicht die Zähne um $\frac{1}{8}$ schmäler als die Triebstöcke, und führt als Grund dessen an, dass die Zähne zu ihrem freien Gang eines Spielraumes bedürfen. Da jedoch diese Verminderung nur von der Anzahl der Zähne oder Triebstöcke abhängt und wir bei der Bestimmung des

Fig. 3. Tab. 73. Abrundungshalbmessers R schon diese Verminderung berücksichtigten, so ergibt sich, dass wir keines weitern Spielraumes bedürfen.

Setzen wir die Anzahl der Triebstöcke $= N$, so ist offenbar $b . \lambda = \frac{44}{7} \cdot \frac{b}{N} = 4 r$, demnach $\lambda = \frac{44}{7 N}$. Auf gleiche Art, wenn wir die Anzahl der Zähne des Rades $= N'$ setzen, ist $\mu = \frac{44}{7 N'}$, folglich ist $\frac{\lambda}{\mu} = \frac{N'}{N}$ und der Krümmungshalbmesser

$$R = \frac{3 r}{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{N' - N}{N' + N}\right)} = \frac{3 r}{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{a - b}{a + b}\right)}.$$

Hieraus ergibt sich die halbe obere Breite der Zähne

$$= r - a n = r - {}^3\!/\!_8\, r (\lambda + \mu)^2 \cdot \left\{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\lambda - \mu}{\lambda + \mu}\right)\right\} = r - {}^3\!/\!_8\, r \left(\frac{44}{7}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{N} + \frac{1}{N'}\right)^2 \cdot \left\{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{N' - N}{N' + N}\right)\right\}$$

$$= r \left\{1 - \frac{14{,}82}{N^2}\left(1 + \frac{b}{a}\right)^2 \cdot \left(1 + \frac{4}{9}\left(\frac{a - b}{a + b}\right)\right)\right\} = r \left\{1 - \frac{14{,}82}{(N')^2}\left(1 + \frac{a}{b}\right)^2 \cdot \left(1 + \frac{4}{9}\left(\frac{a - b}{a + b}\right)\right)\right\}.$$

Aus diesen Gleichungen lässt sich für jedes Verhältniss $\frac{b}{a}$ sowohl der Abrundungshalbmesser R, als auch die obere Breite der Zähne berechnen; und da der Zahn an seinem obern Ende immer eine der zu betreibenden Last angemessene Stärke erhalten muss, so gibt die letztere Gleichung für die obere halbe Breite der Zähne zugleich die Anzahl der Triebstöcke und Zähne an, welche dem Räderwerke gegeben werden muss.

Beispiel. Es sey $\frac{b}{a} = {}^1\!/\!_4$ und die nöthige obere Stärke $= {}^1\!/\!_2 . 2 r$, so haben wir die Gleichung ${}^1\!/\!_2 = 1 - \frac{14{,}82}{N^2} \cdot \frac{25}{16}\left(1 + \frac{4}{9} \cdot \frac{3}{5}\right)$. Daraus folgt $N^2 = 58{,}66$ und da N eine ganze Zahl seyn muss, so ist die Anzahl der Triebstöcke $N = 8$ und die Anzahl der Zähne $N' = \frac{a}{b} \cdot N = 32$. Hierbei kann das Profil der Triebstöcke kreisrund oder auch ein Quadrat seyn, und die Gestalt der Zähne wird durch den Krümmungshalbmesser

$$R = \frac{3 r}{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{a - b}{a + b}\right)} = \frac{3 r}{1 + \frac{4}{15}} = \frac{45 . r}{19} = 2{,}37\, r$$

bestimmt.

§. 35.

Da in diesen Rechnungen die unerreichbare Bedingniss vorausgesetzt ist, dass in demselben Augenblicke, wo ein Zahn aus dem Eingriffe tritt, der nächstfolgende auf gleiche Art eintreten und die Bewegung ohne den mindesten Aufenthalt gleichförmig fortsetzen müsse, so wollen wir hier abermals einen Raum s annehmen, während welchem der austretende Zahn noch im Eingriffe bleibt, und der nächstfolgende zum vollen Eingriff gelangt.

Verbindet man die Punkte A und E, so ist die Sehne des Bogens $AE = 2 a . \text{Sin}\, {}^1\!/\!_2\, \mu = a . \mu \left(1 - \frac{\mu^2}{24}\right)$ und weil $a . \mu = b . \lambda = 4 r + s$, so ist auch

$\mathrm{AE} = (4\mathrm{r} + \mathrm{s})\left(1 - \frac{\mu^2}{24}\right)$. Wird hiervon der Halbmesser $\mathrm{Aa} = \mathrm{r}$ abgezogen, so bleibt Fig. 4. Tab. 73. $\mathrm{aE} = (3\mathrm{r} + \mathrm{s}) - (4\mathrm{r} + \mathrm{s})\frac{\mu^2}{24}$. Auf gleiche Art ist die Sehne

$\mathrm{JE} = 2\mathrm{b}.\mathrm{Sin}\,{}^1\!/_2\lambda = \mathrm{b}.\lambda\left(1 - \frac{\lambda^2}{24}\right) = (4\mathrm{r} + \mathrm{s})\left(1 - \frac{\lambda^2}{24}\right)$. Wird hiervon der Halbmesser des Triebstockes $\mathrm{Ji} = \mathrm{r}$ abgezogen, so bleibt $\mathrm{iE} = (3\mathrm{r} + \mathrm{s}) - (4\mathrm{r} + \mathrm{s})\frac{\lambda^2}{24}$.

In dem Dreiecke inE ist der Winkel $\mathrm{iEn} = {}^1\!/_2(\lambda + \mu)$, folglich ist die Höhe des Zahnes $\mathrm{in} = \mathrm{iE}.\mathrm{Sin}\left(\frac{\lambda + \mu}{2}\right)$, und wenn die höhern Potenzen von λ und μ weggelassen werden, so ist die Höhe des Zahnes $\mathrm{in} = (3\mathrm{r} + \mathrm{s})\left(\frac{\lambda + \mu}{2}\right)$. Auf gleiche Art ist

$\mathrm{nE} = \mathrm{iE}.\mathrm{Cos}\,{}^1\!/_2(\lambda + \mu) = \mathrm{iE}\left(1 - \frac{(\lambda + \mu)^2}{8}\right)$, und wenn statt iE der oben gefundene Werth gesetzt wird und die höhern Potenzen von λ und μ weggelassen werden, so haben wir

$\mathrm{nE} = (3\mathrm{r} + \mathrm{s})\left(1 - {}^1\!/_8(\lambda + \mu)^2\right) - (4\mathrm{r} + \mathrm{s})\frac{\lambda^2}{24}$. Wird nun diese Grösse von aE abgezogen, so bleibt $\mathrm{an} = \frac{(3\mathrm{r} + \mathrm{s})}{8}(\lambda + \mu)^2\left\{1 + {}^1\!/_3\left(\frac{4\mathrm{r} + \mathrm{s}}{3\mathrm{r} + \mathrm{s}}\right)\left(\frac{\lambda - \mu}{\lambda + \mu}\right)\right\}$ und wenn s kleiner als r angenommen wird, so können wir $\frac{4\mathrm{r} + \mathrm{s}}{3\mathrm{r} + \mathrm{s}} = \frac{4}{3}$ setzen, und weil $\mathrm{b}.\lambda = \mathrm{a}.\mu$, so ist auch $\frac{\lambda - \mu}{\lambda + \mu} = \frac{\mathrm{a} - \mathrm{b}}{\mathrm{a} + \mathrm{b}}$, folglich auch $\mathrm{an} = \frac{(3\mathrm{r} + \mathrm{s})}{8}(\lambda + \mu)^2 \cdot \left\{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\mathrm{a} - \mathrm{b}}{\mathrm{a} + \mathrm{b}}\right)\right\}$.

Mit diesen Werthen erhalten wir den Halbmesser der Abrundung

$\mathrm{R} = \frac{(\mathrm{in})^2}{2\mathrm{an}} = \frac{{}^1\!/_4(3\mathrm{r} + \mathrm{s})^2.(\lambda + \mu)^2}{{}^1\!/_4(3\mathrm{r} + \mathrm{s})(\lambda + \mu)^2 \cdot \left\{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\mathrm{a} - \mathrm{b}}{\mathrm{a} + \mathrm{b}}\right)\right\}} = \frac{3\mathrm{r} + \mathrm{s}}{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\mathrm{a} - \mathrm{b}}{\mathrm{a} + \mathrm{b}}\right)}$. Die halbe Breite des Zahnes am Kopfe ist $\mathrm{r} - \mathrm{an} = \mathrm{r} - \left(\frac{3\mathrm{r} + \mathrm{s}}{8}\right)(\lambda + \mu)^2 \cdot \left\{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\mathrm{a} - \mathrm{b}}{\mathrm{a} + \mathrm{b}}\right)\right\}$ und weil $\mathrm{N}.4\mathrm{r} = \frac{22}{7} \cdot 2\mathrm{b}$ und $\lambda = \frac{4\mathrm{r} + \mathrm{s}}{\mathrm{b}}$, eben so $\mathrm{N}'.4\mathrm{r} = \frac{22}{7} \cdot 2\mathrm{a}$ und $\mu = \frac{4\mathrm{r} + \mathrm{s}}{\mathrm{a}}$ ist, so erhalten wir $\lambda + \mu = \frac{44}{7}\left(1 + \frac{\mathrm{s}}{4\mathrm{r}}\right)\left(\frac{1}{\mathrm{N}} + \frac{1}{\mathrm{N}'}\right)$ und die halbe obere Breite des Zahnes $= \mathrm{r} - \frac{3\mathrm{r}}{8}\left(1 + \frac{\mathrm{s}}{3\mathrm{r}}\right)\left(1 + \frac{\mathrm{s}}{4\mathrm{r}}\right)^2 \cdot \left(\frac{44}{7}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\mathrm{N}'} + \frac{1}{\mathrm{N}}\right)^2 \cdot \left\{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\mathrm{a} - \mathrm{b}}{\mathrm{a} + \mathrm{b}}\right)\right\}$

$$= \mathrm{r}\left\{1 - \frac{14{,}82}{\mathrm{N}^2}\left(1 + \frac{\mathrm{s}}{3\mathrm{r}}\right)\left(1 + \frac{\mathrm{s}}{4\mathrm{r}}\right)^2 \cdot \left(1 + \frac{\mathrm{b}}{\mathrm{a}}\right)^2 \cdot \left(1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\mathrm{a} - \mathrm{b}}{\mathrm{a} + \mathrm{b}}\right)\right)\right\}.$$

Die Höhe des Zahnes ist

$$\mathrm{in} = (3\mathrm{r} + \mathrm{s})\frac{22}{7}\left(1 + \frac{\mathrm{s}}{4\mathrm{r}}\right)\left(\frac{1}{\mathrm{N}} + \frac{1}{\mathrm{N}'}\right) = \frac{66\mathrm{r}}{7\mathrm{N}}\left(1 + \frac{\mathrm{s}}{3\mathrm{r}}\right)\left(1 + \frac{\mathrm{s}}{4\mathrm{r}}\right)\left(1 + \frac{\mathrm{b}}{\mathrm{a}}\right).$$

Diese Gleichungen gewähren uns den Vortheil, dass wir für s, R und N solche Werthe annehmen können, wodurch nicht nur der gleichförmigen möglichst leichten Bewegung und der Festigkeit, sondern auch der bequemern Zeichnung der Zähne möglichst entsprochen wird. Ein Beispiel hiervon gibt uns die folgende Tabelle. In der 1ten

Kolumne ist das Verhältniss $\frac{b}{a}$ und in der 2^{ten} die angenommene Grösse des Krümmungshalbmessers R angeführt. Die 3^{te} Kolumne enthält den hiernach berechneten Raum s, wie weit nämlich die Zähne bei jedem Wechsel des Eingriffes mit einander gehen, und in der 4^{ten} Kolumne ist die hieraus berechnete obere Breite der Zähne angeführt. Zugleich haben wir in der 5^{ten} Kolumne die nöthige Anzahl der Triebstöcke beigesetzt, bei welcher die obere Breite der Zähne beinahe der halben untern Breite, oder = r wird. Die 6^{te} Kolumne enthält die obere Breite der Zähne, so wie sie sich nach den in der 5^{ten} Kolumne angegebenen Werthe von N ergibt. Die 7^{ten} Kolumne endlich enthält die nöthige Höhe der Zähne.

Verhältniss der Halbmesser $\frac{b}{a}$	Angenommener Krümmungshalbmesser R	Gemeinschaftlicher Raum s	Obere Breite der Zähne $2\,(r - an)$	Nöthige Anzahl der Triebstöcke N	Obere Breite der Zähne $2\,(r - an)$	Nöthige Höhe der Zähne in
0	2,5 r	0,31 . 2 r	$2r\left(1-\frac{34{,}5}{N^2}\right)$	8	0,46 . 2 r	0,82 . 2 r
$^1/_{30}$	2,5 r	0,27 . 2 r	$2r\left(1-\frac{34{,}1}{N^2}\right)$	8	0,47 . 2 r	0,82 . 2 r
$^1/_{15}$	2,5 r	0,24 . 2 r	$2r\left(1-\frac{34{,}1}{N^2}\right)$	8	0,47 . 2 r	0,82 . 2 r
$^1/_{12}$	2,5 r	0,22 . 2 r	$2r\left(1-\frac{33{,}8}{N^2}\right)$	8	0,47 . 2 r	0,81 . 2 r
$^1/_{10}$	2,5 r	0,20 . 2 r	$2r\left(1-\frac{33{,}5}{N^2}\right)$	8	0,48 . 2 r	0,81 . 2 r
$^1/_8$	2,5 r	0,18 . 2 r	$2r\left(1-\frac{33{,}6}{N^2}\right)$	8	0,48 . 2 r	0,81 . 2 r
$^1/_6$	2,5 r	0,15 . 2 r	$2r\left(1-\frac{33{,}8}{N^2}\right)$	8	0,47 . 2 r	0,81 . 2 r
$^1/_5$	2,75 r	0,28 . 2 r	$2r\left(1-\frac{42{,}7}{N^2}\right)$	9	0,47 . 2 r	0,85 . 2 r
$^1/_4$	2,75 r	0,24 . 2 r	$2r\left(1-\frac{42{,}7}{N^2}\right)$	9	0,47 . 2 r	0,85 . 2 r
$^1/_3$	2,75 r	0,18 . 2 r	$2r\left(1-\frac{42{,}8}{N^2}\right)$	10	0,57 . 2 r	0,77 . 2 r
$^1/_2$	2,75 r	0,08 . 2 r	$2r\left(1-\frac{43{,}6}{N^2}\right)$	10	0,56 . 2 r	0,77 . 2 r
$^2/_3$	3 r	0,13 . 2 r	$2r\left(1-\frac{55{,}2}{N^2}\right)$	11	0,54 . 2 r	0,83 . 2 r
1	3,25 r	0,13 . 2 r	$2r\left(1-\frac{73{,}1}{N^2}\right)$	12	0,49 . 2 r	0,91 . 2 r

§. 36.

Die ersten vier Kolumnen dieser Tabelle enthalten eigentlich die allgemeine Uibersicht dieses Gegenstandes, so wie sie sich aus den früher angeführten Rechnungen ergibt. In der 2^{ten} Rubrik ist nämlich der Krümmungshalbmesser für die Abrundung der Zähne angegeben und dazu schon oben bemerkt worden, dass derselbe nicht von der Anzahl der Triebe oder Zähne der einzelnen Räder, sondern bloss von dem Verhältnisse $\frac{b}{a}$ bestimmt wird. Wenn z. B. ein Rad von 36 Kämmen in ein Getriebe von 6 Stäben eingreift, so ist der Krümmungshalbmesser eben so gross, als wenn das Getriebe 10 Stäbe und das Rad 60 Kämme erhält u. s. w.; derselbe ist nämlich in diesen beiden Fällen, wo die Anzahl der Triebstöcke in der Anzahl der Zähne 6 mal enthalten ist $= 2{,}5\,r$, oder weil r die halbe Breite des Triebstockes oder den 4^{ten} Theil der Theilung bezeichnet, so ist der Krümmungshalbmesser $^5/_8$ der Theilung. Auch ist es merkwürdig, dass dieser Krümmungshalbmesser, nämlich $^5/_8$ der Theilung, nicht merklich kleiner wird, wenn die Anzahl der Zähne grösser ist z. B. 8 mal, 10 mal, 12 mal u. s. w. so gross als die Anzahl der Triebstöcke. Nur wenn das Verhältniss der Anzahl der Zähne zu den Triebstöcken kleiner als 6 : 1 ist, z. B. 5 : 1 oder 4 : 1, muss der Halbmesser der Abrundung grösser als $2{,}5\,r$ nämlich $= 2^3/_4\,r$ oder $^{11}/_{16}$ der Theilung genommen werden, so wie es die Tabelle ausweist. Der Halbmesser der Abrundung der Zähne ist der grösste, wenn die Durchmesser des Rades und Getriebes einander gleich sind, und er beträgt in diesem Falle 3 r oder $^3/_4$ der Theilung, wenn auf den Raum s, durch welchen zwei nächstfolgende Zähne im Eingriffe gemeinschaftlich gehen, keine Rücksicht genommen wird; wenn aber dieser Raum $= ^1/_4\,r$ oder den 16^{ten} Theil der Theilung betragen soll, so muss für den Krümmungshalbmesser $3^1/_4\,r$ oder $^{13}/_{16}$ der Theilung angenommen werden.

Diese Kolumne dient auch, um umgekehrt aus der gegebenen Grösse des Krümmungshalbmessers das Verhältniss der Räder zu finden, für welches die angegebene Abrundung angemessen ist. Z. B. *Le Blanc* gibt auf der 16^{ten} Tafel *Choix de Modèles appliqués à l'enseignement du dessin des Machines*, *Paris* 1830 für die Abrundung der Zähne eine Regel an, nach welcher der Krümmungshalbmesser $= 3\,r$ oder $1^1/_2$ mal so gross ist, als die Breite der Triebe. Diesen Werth finden wir in unserer Tafel nur für den Fall, wenn die Durchmesser des Rades und Getriebes gleich sind, oder doch nicht viel von einander abweichen. So wird man auch in andern Fällen verfahren und finden können, bei welchem Verhältnisse die von einem andern Schriftsteller gegebenen abweichenden Vorschriften anwendbar sind.

Die 4^{te} Kolumne dient zwar hauptsächlich nur zur Bestimmung der obern Breite der Zähne, sie enthält aber auch zugleich die Bedingungen, unter welchen ein unausgesetzter Eingriff Statt finden kann; z. B. bei dem Verhältnisse $\frac{b}{a} = \frac{1}{6}$ finden wir die Bestimmung der obern Breite der Zähne $= 2\,r\left(1 - \frac{33{,}8}{N^2}\right)$; da diese Zahl nothwendig positiv seyn muss, so sehen wir, dass die Zahl der Triebstöcke N wohl grösser, aber nicht kleiner als 6 seyn könne, weil sonst die obere Breite der Zähne negativ werden, folglich der Zahn den Triebstock bei seinem Austritte nicht mehr erreichen würde. Auch zeigt uns diese Kolumne, **dass die Breite der Zähne am Kopfe um so grösser ausfällt, je grösser die Anzahl der Triebstöcke genommen wird.** Um die hierbei nöthige Rechnung zu erleichtern, haben wir noch die 5ᵗᵉ, 6ᵗᵉ und 7ᵗᵉ Kolumne angeführt, wo für den Fall, wenn die obere Breite des Zahnes nicht viel von der Hälfte seiner untern Breite abweichen soll, die Anzahl der Triebstöcke wenigstens derjenigen gleich kommen muss, welche in der 5ᵗᵉⁿ Kolumne angeführt ist. Da überhaupt mehrere Regeln für die Zeichnung der Zähne von verschiedenen Schriftstellern angegeben und durch beigefügte Zeichnungen erläutert worden sind, sich jedoch in eine allgemeine Regel nicht vereinigen lassen, so kann man durch ihre Entgegenhaltung mit dieser Tabelle die Fälle bestimmen, in welchen eine jede derselben anwendbar ist.

§. 37.

Fig. 5. Tab. 73. Ein **Beispiel** einer solchen Zeichnung gibt uns die Fig. 5, bei welcher das Verhältniss $\frac{b}{a} = \frac{1}{3}$ angenommen wurde. Der Tabelle zu Folge ist der Halbmesser für die Abrundung der Zähne $= 2{,}75\, r$ oder $^{11}/_{16}$ von der Theilung. Die Anzahl der Triebstöcke für unsern Fall, wenn nämlich die obere Breite des Zahnes beinahe der Hälfte seiner untern Breite gleich seyn soll, ist 10; wollte man den Zahn oben stärker z. B. $^3/_4 . 2r$ haben, so müsste $1 - \frac{42{,}8}{N^2} = \frac{3}{4}$ und daher die Anzahl der Triebstöcke $N = 13$ seyn, wobei aber die Grösse des Krümmungshalbmessers für die Abrundung der Zähne dieselbe bleibt und so in andern Fällen. Die Höhe der Zähne in unserm Beispiele ist der Tabelle gemäss 0,77 von der Breite derselben. Um die Zähne verzeichnen zu können, theile man den Theilriss des Getriebes JESTJ in so viel gleiche Theile, als das Getriebe Stöcke erhalten soll, in unserm Falle also in 10 gleiche Theile, wovon JE ein solcher Theil ist. Diese Entfernung JE theile man abermals in 4 gleiche Theile, wie Ji, io, oe und eE; mit diesem 4ᵗᵉⁿ Theile $Ji = r$ beschreibe man in den 10 Theilungspunkten des Theilrisses Kreise, welche die Triebstöcke vorstellen. Die zwischen den Triebstöcken bleibenden Räume, gehören den Zähnen des Rades zu.

Nun nehme man die Dicke eines Triebstockes $= 2r$ in den Zirkel und trage diese in dem Theilrisse MN des Rades in der ganzen Peripherie so oft auf, als es angeht. Um die Vorderfläche des Zahnes zu beschreiben, von welcher der Triebstock getrieben wird, fasse man den Krümmungshalbmesser, in unserm Falle $2{,}75\, r$ oder die Entfernung i m in den Zirkel und setze in einem Theilungspunkte a den einen Schenkel des Zirkels ein, so gibt der zweite Schenkel den Mittelpunkt m an, aus welchem der Bogen ap beschrieben wird. Auf gleiche Art beschreibt man durch jeden Theilungspunkt a′, a′···· der übrigen Theilungen mit demselben Halbmesser die Bögen a′p′, a′p′···· Wenn nun die Zähne des Rades, um den nöthigen Spielraum zu erhalten, schmäler gemacht werden, als die ursprüngliche Theilung verlangt und ef der Spielraum für jeden Zahn ist, so setze man den Zirkel bei jedem Theilungspunkte um die gleiche Grösse ef zurück und beschreibe so mit dem gleichen Halbmesser den rückwärtigen Bogen des Zahnes fq; und eben so die übrigen Bögen f′q′, f′q′··· (*Neumann* gibt, wie bereits oben angeführt worden, dem Triebstock 3½ Siebentel der Theilung, welches so wie bei uns die Hälfte der Theilung beträgt, gibt aber dem Zahne nur $^3/_7$ der Theilung zur Breite, wodurch der Spielraum $= {}^1/_2 \cdot {}^1/_7$ oder $^1/_{14}$ der Theilung wird). Endlich gebe man jedem Zahne die nöthige Höhe $np = 0{,}77 \cdot 2r$ oder $0{,}385$ der Theilung. Die Höhe des Zahnes unter dem Theilrisse ist offenbar dem Halbmesser r des Triebstockes gleich, dem noch ein willkührlicher Spielraum zugesetzt zu werden pflegt. Die ganze Höhe der Zähne ober dem Radkranze ist demnach der Summe der Höhen ober und unter dem Theilriss und dem willkührlichen Spielraume gleich.

§. 38.

Nach dieser Abhandlung des ersten Falles, wo ein gezähntes Rad in ein mit zylindrischen Triebstöcken versehenes Getriebe eingreift, kommen wir zur Behandlung des zweiten Falles, wenn nämlich das grössere Rad zylindrische Stäbe oder zylindrisch abgerundete Zähne hat, dagegen das kleinere Rad mit Zähnen versehen wird, sonach für diese die Gestalt der Abrundung, die Höhe und obere Breite bestimmt werden soll.

Die oben angeführten allgemeinen Gleichungen dienen auch für diesen Fall, nur mit der Bemerkung, dass der Halbmesser des eingreifenden Rades a kleiner, als jener des angegriffenen Rades b ist. Daraus folgt der Halbmesser der Abrundung $R = \dfrac{3r + s}{1 - \frac{4}{9}\left(\frac{b - a}{b + a}\right)}$. Auf gleiche Art folgt die Höhe des Zahnes

$$in = \frac{66}{7}\,\frac{r}{N'}\left(1 + \frac{s}{3r}\right)\left(1 + \frac{s}{4r}\right)\left(1 + \frac{a}{b}\right) = 66\,\frac{r}{N'}\left(1 + \frac{a}{b}\right)\left(\frac{1}{7} + \frac{s}{12r}\right) = H.$$ Fig. 4. Tab. 73.

In beiden letzten Gleichungen wurde die Anzahl der Zähne N′ des kleinern Rades statt der Anzahl der Triebstöcke N des grössern Rades aus dem Grunde als Faktor herausgenommen, weil N′ kleiner als N, und in dem Faktor $\left(1 + \frac{a}{b}\right)$ die Grösse $\frac{a}{b}$ ein Bruch wird, und desshalb eine leichtere Rechnung gibt.

Die halbe obere Breite der Zähne ist $r - an$ und nach Seite 47 =

$$r - \frac{3r}{8}\left(1 + \frac{s}{3r}\right)\left(1 + \frac{s}{4r}\right)^2 \cdot \left(\frac{44}{7}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{N'} + \frac{1}{N}\right)^2 \cdot \left\{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{a - b}{a + b}\right)\right\}.$$

In unserm Falle ist b grösser als a, und wenn die Anzahl N′ der Zähne des kleinern Rades als Faktor herausgenommen wird, so erhalten wir die halbe obere Breite =

$$r\left\{1 - \frac{14{,}82}{(N')^2}\left(1 + \frac{s}{3r}\right)\left(1 + \frac{s}{4r}\right)^2 \cdot \left(1 + \frac{a}{b}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{4}{9}\left(\frac{b - a}{b + a}\right)\right)\right\}.$$

Nach diesen Gleichungen wurde für die verschiedenen Werthe von $\frac{a}{b}$ und für den in der 2^{ten} Kolumne beigesetzten, angenommenen Krümmungshalbmesser aus der Gleichung für R der gemeinschaftliche Raum s berechnet und mit diesen Werthen die obere Breite der Zähne bestimmt. Die beigefügten 3 letzten Kolumnen enthalten die Dimensionen für den speziellen Fall, wenn die obere Breite beinahe = r seyn soll.

Tabelle für die Gestalt der Zähne und ihre Anzahl für den Fall, wenn ein kleineres gezähntes Rad in ein grösseres mit Triebstöcken oder kreisförmig abgerundeten Zähnen versehenes Rad einzugreifen hat.

Verhältniss der Halbmesser $\frac{a}{b}$	Krümmungshalbmesser R	Gemeinschaftlicher Raum s	Obere Breite der Zähne $2r\left(1-\frac{an}{r}\right)$	Wenn die obere Breite beinahe = r seyn soll		
				Kleinste Anzahl der Zähne N′	Obere Breite der Zähne	Nöthige Höhe der Zähne
1	3,25 r	0,25 r	$2r\left(1-\frac{72{,}5}{(N')^2}\right)$	12	0,50 . 2r	0,90 . 2r
2/3	3,50 r	0,19 r	$2r\left(1-\frac{43{,}8}{(N')^2}\right)$	9	0,46 . 2r	0,97 . 2r
1/2	3,75 r	0,19 r	$2r\left(1-\frac{33{,}1}{(N')^2}\right)$	8	0,48 . 2r	0,98 . 2r
1/3	4,00 r	0,11 r	$2r\left(1-\frac{22{,}4}{(N')^2}\right)$	7	0,54 . 2r	0,96 . 2r
1/4	4,25 r	0,12 r	$2r\left(1-\frac{18{,}7}{(N')^2}\right)$	7	0,62 . 2r	0,90 . 2r
1/5	4,50 r	0,17 r	$2r\left(1-\frac{17{,}2}{(N')^2}\right)$	6	0,52 . 2r	1,04 . 2r
1/6	4,50 r	0,07 r	$2r\left(1-\frac{14{,}6}{(N')^2}\right)$	6	0,59 . 2r	0,95 . 2r
1/7	4,75 r	0,17 r	$2r\left(1-\frac{14{,}8}{(N')^2}\right)$	6	0,59 . 2r	0,99 . 2r
1/8	4,75 r	0,11 r	$2r\left(1-\frac{13{,}4}{(N')^2}\right)$	6	0,63 . 2r	0,94 . 2r
1/9	5,00 r	0,22 r	$2r\left(1-\frac{14{,}1}{(N')^2}\right)$	6	0,61 . 2r	0,99 . 2r
1/10	5,00 r	0,18 r	$2r\left(1-\frac{13{,}2}{(N')^2}\right)$	6	0,63 . 2r	0,96 . 2r
1/12	5,00 r	0,12 r	$2r\left(1-\frac{12{,}0}{(N')^2}\right)$	5	0,52 . 2r	1,09 . 2r
1/15	5,00 r	0,06 r	$2r\left(1-\frac{10{,}8}{(N')^2}\right)$	5	0,57 . 2r	1,04 . 2r
1/30	5,25 r	0,07 r	$2r\left(1-\frac{9{,}8}{(N')^2}\right)$	5	0,61 . 2r	1,01 . 2r
1/60	5,50 r	0,14 r	$2r\left(1-\frac{9{,}8}{(N')^2}\right)$	5	0,61 . 2r	1,04 . 2r
0	5,75 r	0,19 r	$2r\left(1-\frac{9{,}6}{(N')^2}\right)$	5	0,62 . 2r	1,05 . 2r

§. 39.

Aus dieser Tabelle ersehen wir, dass die Krümmungshalbmesser durchgängig grösser werden, wenn ein kleineres gezähntes Rad in ein grösseres einzugreifen hat, als wenn die Zähne sich am grössern Rade befinden und die Triebstöcke am kleinern, welchen Fall wir vorhin abgehandelt haben. Da die kreisrunde Form der Zähne am leichtesten zu verfertigen ist, so pflegen die Uhrmacher gewöhnlich die grössere Anzahl der Zähne am grössern Rade kreisförmig abzurunden, und dagegen die zugehörigen kleinen Getriebe mit solchen Zähnen zu versehen, wie sie zum gleichförmigen Gange des Werkes nothwendig sind; zur Verzeichnung derselben gibt die vorstehende Tabelle die nöthige Anleitung.

Wir haben sonach dieser Tabelle zugleich die nöthige Anzahl und Höhe der Zähne für den Fall beigesetzt, wenn die obere Breite des Zahnes beinahe die Hälfte der untern Breite betragen soll. Uebrigens zeigt diese Tabelle, dass die Höhe der Zähne durchgängig grösser ist als diejenige, welche gewöhnlich in den Schriften über diesen Gegenstand angegeben wird. Von der Nothwendigkeit dieser grössern Höhe kann sich ein jeder überzeugen, der sich die Mühe geben will, für die verschiedenen Stellungen der Zähne von ihrem ersten Eingriffe bis zum Auslassen mehrere Zeichnungen zu machen. Wollte man jedoch eine kleinere Höhe erwünschlich finden und fordern, dass die Höhe der Zähne der halben Breite derselben gleich seyn soll, so würde man die hierzu nöthige grössere Anzahl der Zähne aus der allgemeinen Gleichung für die Höhe derselben, nämlich $i\,n = \frac{66\,r}{7\,N'}\left(1+\frac{s}{3\,r}\right)\left(1+\frac{s}{4\,r}\right)\left(1+\frac{a}{b}\right) = r$ ableiten können. Dass übrigens zu dieser Höhe der Zähne noch die halbe Breite der Triebstöcke und der Spielraum unter denselben beigesetzt werden müsse, wenn die ganze Höhe der Zähne gesucht wird, versteht sich von selbst.

Aus diesen Erklärungen wird man zugleich im Stande seyn, den Halbmesser eines bereits fertigen oder eines neu anzufertigenden Rades zu bestimmen. Dasjenige Rad, welches kreisrunde Zähne enthält, hat zu seinem Halbmesser oder zum Halbmesser des Theilrisses offenbar die Entfernung vom Mittelpunkte des kreisrunden Zahnes bis zum Mittelpunkte des Rades, und wenn dieser bekannt ist, so findet man den Halbmesser des Theilrisses für das zweite Rad aus der bekannten Proporzion $N : N' = b : a$.

Als **Beispiel** haben wir nach obiger Tabelle ein kleineres Rad mit 8 Zähnen in ein grösseres mit 16 kreisförmig abgerundeten Zähnen eingreifen lassen, und davon eine Zeichnung Fig. 6 Tab. 73 entworfen. Der Halbmesser der Abrundung der Zähne des kleinern Rades A ist vermöge der Tabelle $= 3{,}75 . r$ angenommen worden, wie es dem Verhältnisse $\frac{a}{b} = \frac{1}{2}$ zukommt. Fig. 6. Tab. 73. Die Zähne des grössern Rades B sind über dem Theilriss kreisförmig abgerundet. Die Höhe der Zähne m n des kleinern Rades ist vermöge der Tabelle $= 0{,}98 . 2r$ oder beinahe der Breite der Zähne gleich. Daraus folgt, dass die Höhe der Zähne des grössern Rades unter dem Theilriss oder q r etwas grösser als $0{,}98 . 2r$ seyn müsse, die Höhe der Zähne des kleinern Rades unter dem Theilriss oder n o aber nur $= r$ zu seyn braucht, weil der Spielraum ohnediess bei der Breite der Zähne des grössern Rades abgeht, welcher hier $\frac{1}{8}$ von der Breite des Zahnes $2r$ genommen wurde.

§. 40.

Wir haben in den vorhergehenden Rechnungen nebst der Skale der Verhältnisse $\frac{b}{a}$ auch noch eine bestimmte Skale für den Krümmungshalbmesser von $^1/_4$ r zu $^1/_4$ r aus dem Grunde angenommen, weil hierbei bezweckt wurde, für die bisherigen Regeln der Praktiker nur die Fälle nachzuweisen, für welche diese Regeln passen und dann die nöthige Stärke, Höhe und übrigen Dimensionen, welche den Zähnen gegeben werden müssen, zweckmässig zu berichtigen. Nachdem aber eine grosse Anzahl solcher Rechnungen gezeigt hat, dass auf diesem Wege keine übereinstimmenden Resultate, die zu einer bestimmten Regel erhoben werden könnten, zu erreichen sind; überdiess die Verschiedenheit der Werthe von s in der 3ten Kolumne zu keiner gleichförmigen Regel für den Spielraum zwischen den Zähnen und Triebstöcken führen konnte, so wird es zweckmässiger seyn, für diesen willkührlichen Spielraum einen bestimmten, jedoch von den bisherigen praktischen Annahmen wenig verschiedenen Werth anzunehmen und hierbei darauf zu sehen, damit die Rechnung und ihre Uibersicht möglichst erleichtert und hierdurch nicht nur die Höhe, Breite und Abrundung der Zähne auf eine leichte Art angegeben, sondern auch die Folgen der vorfindigen Abweichungen ohne Anstand beurtheilt werden können.

In Seite 47 ist die Höhe in des Zahnes, welche wir allgemein H nennen wollen, durch die Gleichung $\frac{66\,r}{N}\left(1+\frac{s}{3\,r}\right)\left(1+\frac{s}{4\,r}\right)\left(1+\frac{b}{a}\right)$ ausgedrückt. Multipliziren wir die zwei mittlern Glieder mit einander, so erhalten wir wegen der Unbedeutenheit der Grösse $\left(\frac{s}{r}\right)^2$ die Gleichung $H=\frac{66\,r}{7\,N}\left(1+\frac{7\,s}{12\,r}\right)\left(1+\frac{b}{a}\right)$. Setzen wir hierin $s={}^2/_7\,r$ oder dem 14ten Theile der Theilung gleich, so erhalten wir die Höhe der Zähne über dem Theilrisse $H=\frac{11\,r}{N}\left(1+\frac{b}{a}\right)=\frac{11\,r}{N'}\left(1+\frac{a}{b}\right)$. Nach dieser einfachen Formel ist die 3te Kolumne in den folgenden zwei Tabellen berechnet worden.

Eben so lässt sich der Ausdruck für die obere Breite der Zähne auf eine einfachere Art angeben. Weil der Krümmungshalbmesser $R=\frac{(i\,n)^2}{2\,a\,n}=\frac{H^2}{2\,a\,n}$, so ist auch umgekehrt $a\,n=\frac{H^2}{2\,R}$. Die obere Breite der Zähne ist $B=2\,(r-a\,n)$ und demnach $=2\,r\left(1-\frac{H^2}{2\,R\,.\,r}\right)$, wofür die Werthe in der 4ten Kolumne der folgenden Tabellen berechnet erscheinen.

Der Krümmungshalbmesser in der 2ten Kolumne ist nach der allgemeinen Gleichung $R=\frac{3\,r+s}{1+\frac{4}{9}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)}=\frac{3\,r+s}{1-\frac{4}{9}\left(\frac{b-a}{b+a}\right)}$ berechnet und hierbei der Raum, durch welchen der gleichzeitige Eingriff fortdauern soll, $s={}^2/_7\,r$ gesetzt worden.

Uiber die Höhe der Zähne ist bekannt, dass dieselbe weder zu klein seyn darf, weil ein jeder Zahn seinen Triebstock nur dann verlassen darf, wenn der folgende Zahn sich bereits im Eingriffe befindet; die Höhe des Zahnes darf aber auch nicht zu gross seyn und den Halbmesser des Triebstockes viel überschreiten, weil sonst der Spielraum zwischen den Triebstöcken und dem Radkranze unnöthig vermehrt und dadurch selbst die Stärke der Zähne geschwächt werden würde. Wir haben demnach zu einem Beispiele, oder für den häufig in der Ausübung vorkommenden Fall die Höhe des Zahnes über dem Theilrisse dem Halbmesser des Triebstockes gleich gesetzt. Hierdurch erhalten wir die Gleichung $\frac{11\,r}{N}\left(1+\frac{b}{a}\right)=r$, sonach die Anzahl der Triebstöcke $N=11\left(1+\frac{b}{a}\right)$, und auf gleiche Art die Anzahl der Zähne $N'=11\left(1+\frac{a}{b}\right)$. Diese Gleichungen zeigen uns:

1tens. Die kleinste Anzahl der Triebstöcke N findet Statt, wenn $\frac{b}{a}=0$ ist, oder wenn sich die Zähne an einem Rade befinden und in eine mit Triebstöcken oder kreisrunden Zähnen versehene gerade Stange eingreifen. Im 2^{ten} Falle wird N′ am kleinsten, wenn $\frac{a}{b}=0$ ist, folglich wenn sich die Zähne an einer geraden Stange befinden. In beiden Fällen ist N oder $N'=11$.

2tens. Die Anzahl der Zähne und Triebstöcke wird einander gleich, wenn $b=a$, folglich wenn Rad und Getriebe gleiche Halbmesser haben. In diesem Falle ist $N=N'=22$. Der Krümmungshalbmesser der Zähne $R=\frac{3\,r+s}{1+\frac{4}{9}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)}$ ist sodann $=3\,r+s$.

Durch diese Gleichungen sind nun alle Dimensionen für die Höhe, Breite, Abrundung, dann die Anzahl der Zähne und Triebe auf eine sehr einfache Art bestimmt.

I. Tabelle

über die Dimensionen und die Abrundung der Zähne, wenn das mit Zähnen besetzte Rad (a) grösser und das mit zylindrischen Stäben oder kreisförmig abgerundeten Zähnen versehene Rad (b) kleiner ist.

Verhältniss der Halbmesser $\frac{b}{a}$	Krümmungs-halbmesser R	Nöthige Höhe der Zähne H	Obere Breite der Zähne B	Wenn die Höhe der Zähne über dem Theilrisse dem Halbmesser des Triebstockes gleich kommt.		
				Anzahl der Triebstöcke N	Anzahl der Zähne N′	Obere Breite der Zähne $2r\left(1-\frac{an}{r}\right)$
0	2,27 r	$5{,}50 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{26{,}7}{N^2}\right)$	11,0	∞	0,78 . 2r
1/60	2,30 r	$5{,}59 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{27{,}2}{N^2}\right)$	11,2	671	0,78 . 2r
1/30	2,32 r	$5{,}68 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{27{,}8}{N^2}\right)$	11,4	341	0,79 . 2r
1/15	2,37 r	$5{,}87 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{29{,}1}{N^2}\right)$	11,7	176	0,79 . 2r
1/12	2,39 r	$5{,}96 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{29{,}7}{N^2}\right)$	11,9	143	0,79 . 2r
1/10	2,41 r	$6{,}05 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{30{,}4}{N^2}\right)$	12,1	121	0,79 . 2r
1/9	2,42 r	$6{,}11 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{30{,}9}{N^2}\right)$	12,2	110	0,79 . 2r
1/8	2,44 r	$6{,}19 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{31{,}4}{N^2}\right)$	12,4	99	0,80 . 2r
1/7	2,46 r	$6{,}29 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{32{,}2}{N^2}\right)$	12,6	88	0,80 . 2r
1/6	2,49 r	$6{,}42 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{33{,}1}{N^2}\right)$	12,8	77	0,80 . 2r
1/5	2,53 r	$6{,}60 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{34{,}4}{N^2}\right)$	13,2	66	0,80 . 2r
1/4	2,59 r	$6{,}88 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{36{,}7}{N^2}\right)$	13,8	55	0,81 . 2r
1/3	2,69 r	$7{,}33 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{39{,}9}{N^2}\right)$	14,7	44	0,81 . 2r
1/2	2,86 r	$8{,}25 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{47{,}6}{N^2}\right)$	16,5	33	0,83 . 2r
2/3	3,02 r	$9{,}17 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{55{,}7}{N^2}\right)$	18,3	27,5	0,83 . 2r
1	3,29 r	$11{,}00 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1-\frac{73{,}6}{N^2}\right)$	22,0	22	0,85 . 2r

II. Tabelle

über die Dimensionen und die Abrundung der Zähne, wenn das mit Zähnen besetzte Rad (a) kleiner und das mit zylindrischen Stäben oder kreisförmig abgerundeten Zähnen versehene Rad (b) grösser ist.

Verhältniss der Halbmesser $\frac{a}{b}$	Krümmungshalbmesser R	Nöthige Höhe der Zähne H	Obere Breite der Zähne B	Wenn die Höhe der Zähne über dem Theilrisse dem Halbmesser des Triebstockes gleich kommt.		
				Anzahl der Zähne N′	Anzahl der Triebstöcke N	Obere Breite der Zähne $2r\left(1-\frac{an}{r}\right)$
0	$5{,}91\,r$	$5{,}50\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{10{,}2}{(N')^2}\right)$	11,0	∞	$0{,}92\,.\,2r$
$^1/_{60}$	$5{,}76\,r$	$5{,}59\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{10{,}9}{(N')^2}\right)$	11,2	671	$0{,}91\,.\,2r$
$^1/_{30}$	$5{,}62\,r$	$5{,}68\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{11{,}5}{(N')^2}\right)$	11,4	341	$0{,}91\,.\,2r$
$^1/_{15}$	$5{,}38\,r$	$5{,}87\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{12{,}8}{(N')^2}\right)$	11,7	176	$0{,}91\,.\,2r$
$^1/_{12}$	$5{,}27\,r$	$5{,}96\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{13{,}5}{(N')^2}\right)$	11,9	143	$0{,}91\,.\,2r$
$^1/_{10}$	$5{,}16\,r$	$6{,}05\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{14{,}2}{(N')^2}\right)$	12,1	121	$0{,}90\,.\,2r$
$^1/_{9}$	$5{,}10\,r$	$6{,}11\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{14{,}6}{(N')^2}\right)$	12,2	110	$0{,}90\,.\,2r$
$^1/_{8}$	$5{,}02\,r$	$6{,}19\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{15{,}3}{(N')^2}\right)$	12,4	99	$0{,}90\,.\,2r$
$^1/_{7}$	$4{,}93\,r$	$6{,}29\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{16{,}1}{(N')^2}\right)$	12,6	88	$0{,}90\,.\,2r$
$^1/_{6}$	$4{,}81\,r$	$6{,}42\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{17{,}1}{(N')^2}\right)$	12,8	77	$0{,}90\,.\,2r$
$^1/_{5}$	$4{,}67\,r$	$6{,}60\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{18{,}7}{(N')^2}\right)$	13,2	66	$0{,}89\,.\,2r$
$^1/_{4}$	$4{,}48\,r$	$6{,}88\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{21{,}1}{(N')^2}\right)$	13,8	55	$0{,}89\,.\,2r$
$^1/_{3}$	$4{,}22\,r$	$7{,}33\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{25{,}5}{(N')^2}\right)$	14,7	44	$0{,}88\,.\,2r$
$^1/_{2}$	$3{,}86\,r$	$8{,}25\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{35{,}3}{(N')^2}\right)$	16,5	33	$0{,}87\,.\,2r$
$^2/_{3}$	$3{,}61\,r$	$9{,}17\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{46{,}6}{(N')^2}\right)$	18,3	27,5	$0{,}86\,.\,2r$
1	$3{,}29\,r$	$11{,}00\cdot\frac{2r}{N'}$	$2r\left(1-\frac{73{,}6}{(N')^2}\right)$	22,0	22	$0{,}85\,.\,2r$

Die drei letzten Kolumnen in diesen 2 Tabellen sind für den besondern Fall berechnet, wenn die Höhe der Zähne über dem Theilriss dem Halbmesser des Triebstockes gleich kommen soll. Sind aber hiervon Abweichungen nothwendig, z. B. wenn bei einem Maschinenwerke eine grössere Anzahl Zähne angewendet wird, so geben uns die ersten 4 Kolumnen alles, was zur genauen Bestimmung der Höhe, Breite und des Krümmungshalbmessers für die Zeichnung der Zähne nothwendig ist. Hierbei ist noch zu bemerken, dass die Annahme des willkührlichen Spielraumes $s = {}^2/_7 r$ in den angeführten Dimensionen und der Anzahl der Zähne beliebige Aenderungen in so weit erlaubt, als dadurch die Grösse ${}^2/_7 r$ nicht überstiegen wird, z. B. im Falle $\frac{b}{a} = {}^1/_{10}$ ist $R = 2{,}41\, r$, wofür man ohne Anstand $2{,}5\, r$ annehmen kann, da der Unterschied $0{,}09\, r$ viel kleiner als ${}^2/_7 r$ ist. Eben so kann man die Anzahl der Triebstöcke statt $12{,}1$ mit $N = 12$ annehmen und dadurch den Vortheil erreichen, dass bei der Division die Einheit übrig bleibt, sonach die Triebstöcke fortwährend mit andern Zähnen in Berührung kommen. Uibrigens versteht sich hierbei von selbst, dass der Krümmungshalbmesser und alle Abmessungen nur für die eingreifende Seite bestimmt sind und dass es willkührlich sey, für die andere Seite des Zahnes den Mittelpunkt der Abrundung zurück zu setzen und dadurch den Zähnen einen beliebigen Spielraum zu geben.

§. 41.

Wir wollen die Zahlen in diesen Tabellen mit einigen Konstrukzionen vergleichen, welche in den Werken über den Bau der Räder angeführt erscheinen. In den Seite 26 nach der Vorschrift der Berliner Vorlegeblätter angegebenen Abmessungen der Zähne und Triebstöcke findet man, dass die Höhe der Zähne über dem Theilriss beinahe dem Halbmesser des Triebstockes gleich angenommen wird, wir können also die dortigen Zahlen mit den Zahlen dieser Tabelle unmittelbar vergleichen. Der Halbmesser der Abrundung der Zähne ist dort ${}^5/_7$ der Theilung, also $R = 2{,}86\, r$ angegeben. Diese Zahl findet sich in der vorletzten Tabelle bei dem Verhältnisse des Halbmessers des Getriebes zum Rade ${}^1/_2$, welchem zugleich 33 Zähne und 16 oder 17 Triebstöcke zugehören. Wenn wir dagegen die Kreisbögen von Fig. 21, Tab. 70 ergänzen, so findet man, dass dem Rade 22 Zähne, dem Getriebe dagegen 15 Triebstöcke zugehören. Da nun die Anzahl der Zähne den Halbmessern der Räder proportional ist, so ergibt sich das Verhältniss $\frac{b}{a} = \frac{15}{22}$ und wenn wir für dieses Verhältniss den Krümmungshalbmesser ohne Rücksicht auf den gemeinschaftlichen Raum s berechnen, so ergibt sich $R = \dfrac{3\, r}{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{22 - 15}{22 + 15}\right)} = 2{,}77\, r$ oder sehr nahe $\frac{4{,}85}{7}$ der Theilung, welches mit der obigen Angabe ${}^5/_7$ zwar sehr nahe übereinstimmt, aber auch an Tag legt, dass diese Uibereinstimmung der Regel nur für den vorbezeichneten Fall Statt finden könne.

In Fig. 22 besitzt das Getriebe 6 Triebstöcke und das Rad 36 Zähne, demnach beträgt der Krümmungshalbmesser nach der Gleichung

$$R = \frac{3\,r}{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)} = \frac{3\,r}{1 + \frac{4}{9} \cdot \frac{5}{7}} = 2{,}28\,r,$$ dafür hat *Neumann* 3 r angenommen, welches von unserer Rechnung beinahe um $^3/_4$ r abweicht. Eben so findet man bei der weitern Vergleichung der *Neumann*'schen Zeichnung mit unserer Rechnung hinsichtlich der Höhe und Breite des Kopfes der Zähne noch merkliche Abweichungen, woraus die Unzulänglichkeit solcher praktischer Regeln, deren sich die Mühlenbauer gewöhnlich zu bedienen pflegen, hinlänglich zu ersehen ist.

§. 42.

Bei grössern Rädern, welche ganz von Holz verfertigt werden, kann man dem Schwinden oder Werfen derselben nicht leicht vorbeugen, weil die Radkränze, wenn sie auch aus doppelten Felgenlagen verfertigt sind, sich doch bei nicht völlig ausgetrocknetem Holze nach einiger Zeit verändern. Zur Bewirkung einer grössern Festigkeit und Unwandelbarkeit eines Rades pflegt man den Radkranz mit oder ohne Arme von Gusseisen zu machen und in denselben hölzerne Kämme oder Zähne einzusetzen.

Fig. 1 bis 4 enthält die Darstellung eines solchen Rades, wobei die Radarme mit der Nabe und dem Radkranze aus einem Stücke gegossen sind. Da hier die Oeffnungen für die Zähne selten so genau zu treffen pflegen, so werden die Kämme unbearbeitet eingesetzt, auf denselben der Theilriss bestimmt, die Theilung aufgetragen, die Kämme nach gehöriger Bezeichnung oder Numerirung wieder herausgenommen, nach den betreffenden Schablonen ausgearbeitet und dann erst wieder eingesetzt. Eiserne Stifte, welche hart an dem innern Umfange des Radkranzes eingeschlagen werden, verhindern das Herausfallen der Kämme.

Fig. 1 bis 4. Tab. 74.

In Fig. 5 und 6 ist ein solches Rad dargestellt, welches mit dem gusseisernen Kranze nicht in einem Stücke gegossen ist. Die Arme werden hierbei in die am Kranze angegossenen Laschen a, a eingelegt und durch Schrauben damit verbunden.

Fig. 5 und 6.

Bei grössern Rädern wird auch nicht der Radkranz aus einem Stücke gegossen, sondern er muss, wie Fig. 7 bis 10 zeigt, aus mehreren Stücken zusammengesetzt werden. Zur Verminderung des Gewichtes pflegt man hierbei die Arme und die Welle von Holz, den Rad- und Wellkranz aber von Gusseisen zu machen. Die Arme werden in den Wellkranz von einer Seite eingeschoben, durch Schraubenbolzen an den angegossenen Laschen desselben, wie der Durchschnitt Fig. 9 zeigt, befestigt und auch noch durch die an den Laschen hervorstehenden Zähne b, b fest gehalten. Am innern Umfange des Radkranzes sind ebenfalls Laschen angegossen, in welche die Arme eingelegt werden. Durch die Schraubenbolzen a a, a a werden sowohl die Arme an die Kranzstücke, als auch die letztern unter einander verbunden. Der Kranz kann entweder mit eingesetzten hölzernen Kämmen, wie Fig. 7 oder mit angegossenen Zähnen, wie Fig. 8 versehen werden.

Fig. 7 bis 10.

Wir werden in der Maschinenlehre bei der Darstellung mehrerer Maschinenanlagen die Bauart solcher grosser Kamm- und Stirnräder noch mehrmals anzuführen Gelegenheit finden.

§. 43.

Wir haben bisher von jenem Räderwerke (*Spur Geer*) gesprochen, wobei die Achsen der Räder und Getriebe einander parallel sind, oder beide Räder, welche einander in Bewegung setzen, in einerlei Fläche liegen. Es gibt jedoch häufig Fälle, wo zwei Räder, welche in einander eingreifen, mitsammen einen Winkel bilden. Ist dieser Winkel ein rechter, so pflegt man sich eines Kammrades und Getriebes, wovon wir bereits gesprochen haben, zu bedienen. Zweckmässiger werden jedoch in diesem und in allen Fällen, wo die Räder, welche einander treiben sollen, nicht in einerlei Fläche liegen, konische Räder, Winkelräder (*Bevel Geer*) gebraucht.

Die Konstrukzion der konischen Räder ergibt sich aus folgenden Betrachtungen: Fig. 11 und 12. Tab. 74. Es sey Fig. 11 der Aufriss und Fig. 12 der Grundriss mehrerer zusammengestellter abgestutzter Kegel, A, B, D, C, deren verlängerte Spitzen in den gemeinschaftlichen Punkt c treffen. Wir wollen annehmen, dass die Achsen dieser Kegel in festen Lagern liegen und dass die Oberflächen derselben sich berühren. Wird nun ein Kegel z. B. A um seine Achse a c gedreht, so wird sich seine Oberfläche m n auf jener des andern C fortwälzen und dadurch der Kegel C bewegt werden. Auf gleiche Art wird dieser zweite Kegel die Bewegung dem dritten D und auch dem Kegel B mittheilen. Sind die konischen Flächen oder Räder mit Vertiefungen versehen, welche in die Erhabenheiten der andern Räder oder in ihre Zähne eingreifen, so wird die Bewegung der Räder hier eben so, wie bei dem gewöhnlichen Räderwerke erfolgen. Aus der Fig. 11 und 12 leuchtet übrigens von selbst ein, dass es hierbei gleichgiltig sey, ob die Achsen der Räder sich wie bei A und C unter rechtem Winkel, oder wie zwischen C und D unter spitzigem Winkel schneiden.

§. 44.

Es sey A B = 2 a der Durchmesser eines grössern Rades und B D = 2 b der Durchmesser eines kleinern Rades, Fig. 13. C O und c O ihre Achsen, um welche die Bewegung geschieht. Es leuchtet von selbst ein, dass die Peripherie B D sich auf jener A B in der Oberfläche einer Kugel bewegen werde, wovon der Halbmesser die Diagonallinie O B ist. Wenn wir den Eingriff zweier auf einander folgender Zähne betrachten, so können wir uns durch die Linie O B eine Fläche denken, welche beide Kegel in dieser Linie berührt, und der obere Triebstock wird über diese Fläche eben so hinaufsteigen, und auch der Zahn eben so viel unter diese gemeinschaftliche Berührungsfläche treten, als es vorher bei zwei über einander fortgewälzten, in einerlei Fläche liegenden Rädern der Fall war. Da es nach der frühern Theorie bei der Untersuchung der Abrundung der Zähne weder auf die Grösse der einzelnen Halbmesser, noch auf die Anzahl der Zähne, sondern nur auf ihr Verhältniss ankommt, so wird auch hier die Grösse des Krümmungshalbmessers R durch die Gleichung $R = \frac{3r + s}{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{a - b}{a + b}\right)}$ bestimmt. Auf gleiche Art haben wir auch für die Höhe der Zähne die Gleichung $i\,n = (3r + s)\left(\frac{\lambda + \mu}{2}\right) = \frac{66\,r}{7\,N}\left(1 + \frac{s}{3r}\right)\left(1 + \frac{s}{4r}\right)\left(1 + \frac{b}{a}\right)$. Es ist hierbei zwar ersichtlich, dass die Zähne der beiden Räder über die gemeinschaftliche Berührungsfläche wegen ihrer Neigung nicht auf dieselbe Höhe steigen können, als es

Fig. 13. Tab. 74. der Fall ist, wenn die Räder in einer und derselben Fläche liegen, und dass man zur Bestimmung der Höhe der Zähne in dieser gemeinschaftlichen Berührungsfläche ihre Höhe noch mit dem Sinus des zugehörigen Neigungswinkels multipliziren müsste. Weil wir aber bei der Konstrukzion der Zähne nicht die Höhe, welche aus der Neigung entsteht, sondern die Länge der Zähne nach der Richtung der Fläche der Räder zu bestimmen haben, so würde man diese mit dem Sinus des Neigungswinkels multiplizirte Höhe wieder mit dem Sinus des Neigungswinkels dividiren müssen, um die Höhe des Zahnes in der Richtung der Fläche zu erhalten. Es folgt daher von selbst, dass die Höhen, wie selbe in unsern frühern Rechnungen und Tabellen für die übereinander gestellten Räder angegeben worden sind, auch für die Winkelräder unverändert Statt finden.

§. 45.

Es handelt sich nun noch um die Bestimmung des gemeinschaftlichen Mittelpunktes O, um darnach die Zähne, welche an der innern, dem Mittelpunkte O nähern Seite immer schmäler ausfallen, verfertigen und die Lehren für dieselben entwerfen zu können. Zu dieser Absicht sey der Winkel, welchen die Flächen der Räder oder ihre Achsen mitsammen bilden $COc = p$ gegeben, der Halbmesser des grössern Rades $CB = a$ und jener des kleinern Rades $Bc = b$.

Um die Spitze beider Kegel oder den Mittelpunkt O zu finden, gegen welchen die Zähne der beiden Räder zu stehen kommen, ziehen wir aus dem Punkte c die Linie ct winkelrecht auf CO und die Linie Bs winkelrecht auf ct, so ist in dem Dreiecke cOt die Linie $tc = Oc . \text{Sin}\, p$; weil aber auch $tc = ts + sc$, und in dem Dreiecke Bcs der Winkel $Bcs = p$ ist, so ist $cs = b . \text{Cos}\, p$; daraus folgt $ct = ts + sc = a + b . \text{Cos}\, p$ und $Oc = \frac{ct}{\text{Sin}\, p} = \frac{a + b . \text{Cos}\, p}{\text{Sin}\, p}$. Auf gleiche Art findet man $OC = \frac{b + a . \text{Cos}\, p}{\text{Sin}\, p}$. Diese beiden Entfernungen cO und CO geben die Spitze des Kegels und die Richtung an, nach welcher die Länge der Zähne ausgestrichen und die Zähne selbst gegen die Spitze des Kegels verjüngt werden müssen.

§. 46.

Fig. 14. Die praktische Verzeichnung der konischen Räder und ihrer Patronen geschieht auf folgende Art: Es seyen deED und dfFD zwei konische Räder, wobei die innern und äussern Durchmesser de, fd dann DE, FD, die Breite der Zähne dD, endlich die Grösse der Theilung bestimmt ist. Man verlängere die Linien Ee, Dd und Ff, so müssen sich dieselben in dem gemeinschaftlichen Mittelpunkte A schneiden. Errichtet man nun in den Punkten E, e, dann D, d die Winkelrechten EB, eb, dann DB, db, so geben dieselben offenbar die Halbmesser der Theilrisse, für welche die Gestalt der Zähne nach gleichen Grundsätzen zu verzeichnen ist, die wir für das hölzerne Räderwerk bereits abgehandelt haben und in den folgenden §§. für die eisernen Räder noch vortragen werden. Auf gleiche Art sind $dc = fc$ und $DC = FC$ die Halbmesser des innern und äussern Theilrisses bei dem zweiten konischen Rade. Zieht man nun di parallel zu bB, so ist $iB = db$ und der Bogen ih gibt den innern Theilkreis des kleinern konischen Rades so wie DH der äussere Theilkreis desselben Rades ist. Durch dieselbe Konstrukzion findet man den Halbmesser Fig. 14. Tab. 74. kC = dc des innern Theilrisses vom grössern konischen Rade, womit der Bogen kg beschrieben wird. Die Theilung wird nun in den Bögen DH und DG aufgetragen, die Gestalt der Zähne gehörig verzeichnet und dann Linien gegen die Mittelpunkte B und C gezogen, womit sogleich die Gestalt der Zähne im innern Theilkreise bestimmt wird. Sowohl für den äussern als für den innern Theilkreis wird eine Patrone von Kupfer- oder Eisenblech verfertigt und darnach entweder die hölzernen Zähne ausgefertigt, oder die Modelle zum Gusse metallener Räder hergestellt.

Fig. 15 bis 19. Konische Räder werden selten von Holz gemacht, weil sie dann nicht die nothwendige Festigkeit zu besitzen pflegen. Fig. 15 bis 19 enthält die Darstellung zweier konischer gusseiserner Räder. Die vordern und hintern Ansichten, so wie die Profile derselben zeigen nicht bloss die ganze Bauart dieser Räder, sondern geben dem Anfänger auch die Methode an, wie eine Ansicht aus der andern verfertigt werden soll.

§. 47.

Bei den Getrieben unserer Mahlmühlen werden die Triebstöcke gewöhnlich parallel zur Achse gestellt und aus dem Grunde länger gemacht, als der Kranz des Kammrades erfordern würde, damit man den Mühlstein sammt dem Getriebe nach Bedürfniss erhöhen oder erniedrigen könne und damit die Kämme für jede solche Stellung auf ein Getriebe von gleicher Beschaffenheit und Grösse treffen. In dieser Hinsicht pflegt man auch die Kämme solcher Kammräder nicht gegen den Mittelpunkt verjüngt, sondern durchaus von gleicher Breite und Höhe anzunehmen.

Da die Räder gewöhnlich viel grösser als die Getriebe sind und immer nur höchstens zwei Zähne in das Getriebe zugleich eingreifen, so können wir denjenigen Theil des Kammrades, mit welchem die Zähne sich im Eingriffe befinden, als geradlinigt denken. Dadurch erhalten wir den Fall, den wir bereits oben bei dem Eingriffe einer geraden Stange in ein Getriebe behandelt haben. Wir haben also zur Bestimmung der Abrundung der Zähne, dann ihrer Höhe und Breite dieselben Gleichungen, welche dort angegeben wurden. Die Höhe der Zähne ist nämlich $= \frac{66\,r}{N}\left(\frac{1}{7} + \frac{s}{12\,r}\right)$, weil hier das Verhältniss $\frac{b}{a}$ so wie bei einer geraden Stange $= 0$, oder der Faktor $1 + \frac{b}{a} = 1$ angenommen werden kann.

Wollte man in dieser Gleichung den Raum $s = 0$ nehmen, so würde bei der Anzahl der Triebstöcke $N = 6$ die Höhe der Zähne $= {}^{11}\!/_{7}\,r$ sich ergeben. Setzt man aber $s = {}^{2}\!/_{7}\,r$, so wäre die Höhe der Zähne für 6 Triebstöcke $= {}^{11}\!/_{6}\,r$, also in jedem Falle grösser als r. Da nun bei den meisten Mühlen die Höhe der Zähne $= r$ ist, wie es auch in den Berliner Vorlegeblättern angenommen wurde, so folgt, dass bei solchen Höhen die Zähne unter dem Mittelpunkte des Triebstockes eingreifen, folglich zu früh auslassen, wodurch nicht nur das Geräusche, welches man bei der freien Bewegung der Zähne und Getriebe zu hören pflegt, sondern auch die Ursache erklärt wird, warum die Triebstöcke sich so bald auslaufen und vorzüglich an der, den Kämmen zugewendeten Seite so sehr beschädigt werden. Auch sehen wir aus unserer Rechnung, dass die Höhe der Kämme nur in dem Falle der halben

Dicke der Triebstöcke gleich werden könne, wenn die Anzahl der letztern nicht kleiner als 11 ist.

Der Abrundungshalbmesser ist nach unsern Gleichungen $R = \frac{9}{13}(3r + s)$, folglich wenn $s = \frac{2}{7}r$ gesetzt wird, $R = 2{,}27\,r$ und zwar bleibt der Abrundungshalbmesser derselbe, es mögen 6, 7, oder mehr Triebstöcke angenommen werden.

§. 48.

Wir haben bereits früher angeführt, dass bei hölzernen Räderwerken die Triebstöcke auf den Kämmen sich nicht gegen den sogenannten Span bewegen dürfen. Dieses Hinderniss findet jedoch bei metallenen Rädern nicht Statt, es können daher die Getriebe eben so mit Zähnen versehen werden, wie die Räder, und für diesen Fall dienen vorzüglich die letzten Tabellen, Seite 56 und 57.

Fig. 7. Tab. 73. **Beispiel.** Es sey der Durchmesser des einen Rades dreimal so gross als jener des andern, so finden wir, wenn die Höhe der Zähne über dem Theilrisse dem Halbmesser des Triebstockes gleich angenommen wird, in der vorletzten Tabelle bei der Zahl $\frac{b}{a} = \frac{1}{3}$ die Zahl der Zähne für das kleinere Rad $N = 14{,}7$, wofür wir die nächste ganze Zahl 15 annehmen müssen. In der nächsten Rubrik ist die Anzahl der Zähne für das grössere Rad 44, wofür wir auch 45 annehmen können.

Die Abrundung der Zähne des grössern Rades geschieht mit dem Halbmesser $R = 2{,}69\,r$, wofür $2\frac{3}{4}r$ gebraucht werden kann, und die obere Breite der Zähne wird ohne Rücksicht auf den Spielraum $0{,}81 \,.\, 2r$ ausfallen, wovon dann der willkührliche Spielraum abzuziehen ist. Die Abrundung der Zähne des kleinern Rades geschieht mit dem Halbmesser $4{,}22\,r$ oder $4\frac{1}{4}r$, und die obere Breite der Zähne beträgt $0{,}88 \,.\, 2r$ oder $\frac{9}{10} \,.\, 2r$. Nach diesen Maassen ist die Fig. 7 gezeichnet.

§. 49.

Die Rechnung als auch die Zeichnung beweisen, dass wenn diese Maasse beobachtet werden, sich immer zwei Zähne zugleich im Eingriffe befinden. Weil aber dieser doppelte Eingriff nicht nothwendig ist, so können wir noch eine zweite Rechnung für den Fall angeben, wenn jeder Zahn nur durch den halben Weg im Eingriffe bleiben soll, wodurch die Bewegung viel gleichförmiger und eine geringere Anzahl Zähne nothwendig wird.

Fig. 1. Tab. 75. Wir wollen daher annehmen, dass der Zahn des kleinern Rades nur die Entfernung EJ zu beschreiben hat, wo er von dem Zahne des grössern Rades verlassen wird. Die Punkte A und J befinden sich in der Epicykloide, welche der Punkt J über A beschrieben hat. Man ziehe die Sehnen JE und AE, so wird der Bogen JE = dem Bogen $AE = 2r + s$ seyn, und wenn wir den Winkel $EBJ = \lambda$ und $ECA = \mu$ setzen, so ist wie zuvor $b \,.\, \lambda = a \,.\, \mu$, dann die Sehne

$$JE = 2b \,.\, \mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\lambda = b \,.\, \lambda - \frac{b \,.\, \lambda^3}{24} = (2r + s)\left(1 - \frac{\lambda^2}{24}\right) \text{ und}$$

$$AE = 2a \,.\, \mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\mu = a \,.\, \mu - a \,.\, \frac{\mu^3}{24} = (2r + s)\left(1 - \frac{\mu^2}{24}\right).$$

Wenn nun $Aa = Ji = r$ die halbe Dicke des Zahnes ist, so ist $iE = (r + s) - (2r + s)\frac{\lambda^2}{24}$ und eben so

Fig. 1. Tab. 75. $aE = (r + s) - (2r + s)\frac{\mu^2}{24}$. Ziehen wir in winkelrecht auf AE, so ist, weil der Winkel $iEa = \frac{\lambda + \mu}{2}$, die nöthige Höhe des Zahnes $in = iE \cdot \text{Sin}\left(\frac{\lambda + \mu}{2}\right) = (r + s)\left(\frac{\lambda + \mu}{2}\right)$, wenn die höhern Potenzen von λ und μ vernachlässigt werden, und die Linie $nE = iE \cdot \text{Cos}\left(\frac{\lambda + \mu}{2}\right) = \left\{(r + s) - (2r + s)\frac{\lambda^2}{24}\right\}\left\{1 - \frac{(\lambda + \mu)^2}{8}\right\} = r + s - (2r + s)\frac{\lambda^2}{24} - (r + s)\frac{(\lambda + \mu)^2}{8}$. Daraus folgt $an = aE - nE = (r + s)\frac{(\lambda + \mu)^2}{8} + (2r + s)\left(\frac{\lambda^2 - \mu^2}{24}\right) = (r + s)\frac{(\lambda + \mu)^2}{8}\left\{1 + \frac{1}{3}\left(\frac{2r + s}{r + s}\right)\left(\frac{\lambda - \mu}{\lambda + \mu}\right)\right\}$ oder sehr nahe auch $= (r + s)\frac{(\lambda + \mu)^2}{8}\left\{1 + \frac{2}{3}\left(\frac{\lambda - \mu}{\lambda + \mu}\right)\right\}$. Wenn wir durch a und i einen Kreis ziehen, nach welchem nämlich der Zahn abgerundet werden soll, und den Halbmesser des Kreises $= R$ setzen, so ist wegen $2R \cdot an = (in)^2$, der Halbmesser

$$R = \frac{(in)^2}{2an} = \frac{(r + s)^2 \cdot \frac{(\lambda + \mu)^2}{4}}{(r + s)\frac{(\lambda + \mu)^2}{4}\left\{1 + \frac{2}{3}\left(\frac{\lambda - \mu}{\lambda + \mu}\right)\right\}} = \frac{r + s}{1 + \frac{2}{3}\left(\frac{\lambda - \mu}{\lambda + \mu}\right)}$$

und weil $b \cdot \lambda = a \cdot \mu$ ist, so erhalten wir auch für das kleinere Rad $R = \frac{r + s}{1 + \frac{2}{3}\left(\frac{a - b}{a + b}\right)}$ und für das grössere Rad, weil b grösser als a ist, $R' = \frac{r + s}{1 - \frac{2}{3}\left(\frac{b - a}{b + a}\right)}$.

Die Höhe des Zahnes war oben $in = (r + s)\frac{(\lambda + \mu)}{2}$ und weil $\lambda + \mu$ für beide Räder dieselbe Summe ist, so ist die Höhe der Zähne, wie schon oben bemerkt worden, für beide Räder gleich. Nun ist aber der Winkel $\lambda = \frac{2r + s}{b}$ und weil $2 \cdot 2r \cdot N = \frac{44}{7}b$, so ist $\lambda = \frac{11}{7}\left(\frac{2r + s}{N \cdot r}\right)$; eben so ist $\mu = \frac{11}{7}\left(\frac{2r + s}{N' \cdot r}\right)$, also $\frac{\lambda + \mu}{2} = \frac{11}{7}\left(1 + \frac{s}{2r}\right)\left(\frac{1}{N} + \frac{1}{N'}\right)$. Durch Substituzion dieses Werthes erhalten wir die Höhe des Zahnes $in = h = \frac{11}{7}r\left(1 + \frac{3s}{2r}\right)\left(\frac{1}{N} + \frac{1}{N'}\right) = \frac{11r}{7N}\left(1 + \frac{3s}{2r}\right)\left(1 + \frac{b}{a}\right)$. Da die kleine Grösse s willkührlich angenommen werden kann, so wollen wir $\frac{s}{r} = \frac{2}{11}$ setzen; dadurch wird die Höhe der Zähne $h = \frac{2r}{N}\left(1 + \frac{b}{a}\right) = \frac{2r}{N'}\left(1 + \frac{a}{b}\right)$.

Die obere Breite des Zahnes ist $= 2(r - an)$ und weil der Krümmungshalbmesser $R = \frac{h^2}{2an}$, so ist auch $an = \frac{h^2}{2R}$; wir haben daher die obere Breite des Zahnes für das kleinere Rad, $B = 2r\left(1 - \frac{h^2}{2r \cdot R}\right)$ und auf gleiche Art für das grössere Rad, $B' = 2r\left(1 - \frac{h^2}{2r \cdot R'}\right)$. Nach diesen Gleichungen ist folgende Tabelle berechnet worden:

Tabelle über die Gestalt der Zähne bei metallenen Rädern.

Verhältniss der Halbmesser $\frac{b}{a}$	Halbmesser für die Abrundung der Zähne		Höhe der Zähne für beide Räder h	Obere Breite der Zähne	
	des kleinern Rades R	des grössern Rades R′		des kleinern Rades B	des grössern Rades B′
0	0,71 r	3,55 r	$\frac{2{,}00}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{2{,}82}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{0{,}55}{N^2}\right)$
$^1/_{40}$	0,72 r	3,23 r	$\frac{2{,}05}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{2{,}92}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{0{,}65}{N^2}\right)$
$^1/_{20}$	0,74 r	2,98 r	$\frac{2{,}10}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{2{,}98}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{0{,}74}{N^2}\right)$
$^1/_{10}$	0,76 r	2,60 r	$\frac{2{,}20}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{3{,}18}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{0{,}93}{N^2}\right)$
$^1/_9$	0,77 r	2,53 r	$\frac{2{,}22}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{3{,}20}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{0{,}97}{N^2}\right)$
$^1/_8$	0,78 r	2,45 r	$\frac{2{,}25}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{3{,}25}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{1{,}03}{N^2}\right)$
$^1/_7$	0,79 r	2,36 r	$\frac{2{,}29}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{3{,}32}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{1{,}11}{N^2}\right)$
$^1/_6$	0,80 r	2,26 r	$\frac{2{,}33}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{3{,}39}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{1{,}20}{N^2}\right)$
$^1/_5$	0,82 r	2,13 r	$\frac{2{,}40}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{3{,}51}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{1{,}35}{N^2}\right)$
$^1/_4$	0,84 r	1,97 r	$\frac{2{,}50}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{3{,}72}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{1{,}59}{N^2}\right)$
$^1/_3$	0,89 r	1,77 r	$\frac{2{,}67}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{4{,}01}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{2{,}01}{N^2}\right)$
$^1/_2$	0,97 r	1,52 r	$\frac{3{,}00}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{4{,}64}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{2{,}96}{N^2}\right)$
$^2/_3$	1,04 r	1,36 r	$\frac{3{,}33}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{5{,}33}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{4{,}08}{N^2}\right)$
1	1,18 r	1,13 r	$\frac{4{,}00}{N} \cdot r$	$2r\left(1 - \frac{6{,}78}{N^2}\right)$	$2r\left(1 - \frac{6{,}78}{N^2}\right)$

§. 50.

In dieser Tabelle ist vorzüglich die grosse Verschiedenheit der Krümmungshalbmesser für die Zähne des grössern und kleinern Rades auffallend, die besonders bei den kleinen Verhältnissen $\frac{b}{a}$ Statt findet. Diess ist bisher noch von keinem Schriftsteller über diesen Gegenstand bemerkt worden, weil man sich nur mit den letztern Verhältnissen, die der Einheit näher kommen, beschäftigt zu haben scheint. Auch sieht man aus dieser Tabelle, dass die Höhe der Zähne über dem Theilrisse bedeutend kleiner ausfällt, als die halbe Breite des Zahnes, welches vorzüglich für den Fall merkwürdig ist, wenn grosse Lasten mit kleinen Getrieben bewegt werden müssen, und da man überhaupt weder die Zähne zu kurz, noch den Winkel, den die Zähne mit einander am Mittelpunkte einschliessen, zu gross machen darf, weil sonst selbst die Gleichungen, wo die 3ten Potenzen der Winkel vernachlässigt wurden, nicht mehr die erforderliche Genauigkeit haben würden, so ist es anzurathen, die Zahl N nie kleiner als 6 anzunehmen, in welchem Falle eine grössere Höhe der Zähne als die hier berechnete nothwendige kleinste Höhe der Bewegung nicht mehr hinderlich ist. In dieser Hinsicht haben wir in Fig. 2. Tab. 75. der beigefügten Figur noch eine Zeichnung der Zähne für eine gerade Stange, wo diese Verschiedenheit am grössten ist, gegeben, und dabei die Zahl der Zähne des kleinern Rades $N = 8$ und die übrigen Grössen für die Konstrukzion entsprechend aus der Tabelle angenommen. Da der Spielraum hierbei willkührlich ist, so haben wir ihn hier $= \frac{1}{4}\,r$ angenommen und in dieser Hinsicht den Mittelpunkt für die rückwärtige Abrundung um so viel zurückgesetzt, damit auf solche Art der Vortheil erreicht werde, die Räder mit gleicher Leichtigkeit vor- und rückwärts bewegen zu können.

§. 51.

Wenn sich ein Getrieb innerhalb eines grössern Rades befindet, sey Fig. 3. der Halbmesser der Triebstöcke wie zuvor r, der Winkel $JBE = \lambda$, so ist die Sehne $JE = 2b.\mathrm{Sin}\,\frac{1}{2}\lambda = b.\lambda - \frac{b.\lambda^3}{24}$. Eben so ist für das grössere Rad der Winkel $ACE = \mu$, demnach die Sehne $AE = a.\mu - \frac{a.\mu^3}{24}$. Es ist aber $b.\lambda = a.\mu = 4r + s$. Setzen wir diesen Werth in die obigen Gleichungen, so ist $JE = (4r + s) - (4r + s)\frac{\lambda^2}{24}$ und $AE = (4r + s) - (4r + s)\frac{\mu^2}{24}$. Ziehen wir von JE den Halbmesser $Ji = r$ ab, so bleibt $iE = (3r + s) - (4r + s)\frac{\lambda^2}{24}$ und eben so $aE = (3r + s) - (4r + s)\frac{\mu^2}{24}$. Ziehen wir aus dem Berührungspunkte i die Linie in winkelrecht auf AE, so ist $in = iE.\mathrm{Sin}\,iEn$; weil aber der Winkel $iEn = \frac{\lambda - \mu}{2}$, so ist $in = (3r + s)\left(\frac{\lambda - \mu}{2}\right)$. und auf gleiche Art ist $nE = iE.\mathrm{Cos}\left(\frac{\lambda - \mu}{2}\right) = \left\{(3r + s) - (4r + s)\frac{\lambda^2}{24}\right\}.\left\{1 - \frac{(\lambda - \mu)^2}{8}\right\}$ $= (3r + s) - (4r + s)\frac{\lambda^2}{24} - (3r + s)\frac{(\lambda - \mu)^2}{8}$. Wird diese Grösse von $aE = (3r + s) - (4r + s)\frac{\mu^2}{24}$ abgezogen, so bleibt

$$an = (3r + s)\frac{(\lambda - \mu)^2}{8} + (4r + s)\frac{(\lambda^2 - \mu^2)}{24} = (3r + s)\frac{(\lambda - \mu)^2}{8}\left\{1 + \frac{1}{3}\left(\frac{4r + s}{3r + s}\right)\frac{(\lambda^2 - \mu^2)}{(\lambda - \mu)^2}\right\}$$

$$= \frac{(3r + s)}{2}\left(\frac{\lambda - \mu}{2}\right)^2\left\{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\lambda + \mu}{\lambda - \mu}\right)\right\}.$$

Wenn wir nun durch die Punkte a und i einen Kreis ziehen, so ist der Krümmungshalbmesser für die Abrundung der Zähne

$R = \frac{(in)^2}{2an} = \frac{3r + s}{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{\lambda + \mu}{\lambda - \mu}\right)}$; weil aber $b.\lambda = a.\mu$, folglich $\lambda : \mu = a : b$, so ist auch der Fig. 3. Tab. 75.
Abrundungshalbmesser $R = \frac{3r + s}{1 + \frac{4}{9}\left(\frac{a + b}{a - b}\right)}$.

Die nöthige Höhe der Zähne war oben $in = (3r + s)\frac{(\lambda - \mu)}{2}$. Nun ist aber $\lambda = \frac{4r + s}{b}$ und $\mu = \frac{4r + s}{a}$, dann ist $4r.N = \frac{44}{7}b$ und $4r.N' = \frac{44}{7}a$, daraus folgt $b = \frac{7}{11}r.N$ und $a = \frac{7}{11}r.N'$, also ist $\lambda = \frac{11}{7r.N}(4r + s)$ und $\mu = \frac{11}{7r.N'}(4r + s)$, folglich $\lambda - \mu = \frac{11}{7r}(4r + s)\left(\frac{1}{N} - \frac{1}{N'}\right) = \frac{44}{7}\left(1 + \frac{s}{4r}\right)\left(\frac{1}{N} - \frac{1}{N'}\right)$ und die Höhe $in = \frac{66}{7} \cdot r\left(1 + \frac{s}{3r}\right)\left(1 + \frac{s}{4r}\right)\left(\frac{1}{N} - \frac{1}{N'}\right)$. Setzen wir zur Abkürzung wie Seite 54 angenommen wurde $s = \frac{2}{7}r$, so ist $in = \frac{66}{7}r(1 + \frac{1}{6})\left(\frac{1}{N} - \frac{1}{N}\right) = 11r\left(\frac{1}{N} - \frac{1}{N'}\right) = \frac{11r}{N}\left(1 - \frac{b}{a}\right) = H$ die **nöthige Höhe der Zähne**, wie selbe für den richtigen Eingriff erfordert wird.

Die obere Breite der Zähne ohne Rücksicht auf den Spielraum ist $= 2r\left(1 - \frac{an}{r}\right)$. Weil aber der Krümmungshalbmesser $R = \frac{H^2}{2an}$, so ist auch $an = \frac{H^2}{2R}$, demnach die **obere Breite der Zähne** $B = 2r\left(1 - \frac{H^2}{2R.r}\right)$.

Nach diesen Gleichungen wurde folgende Tabelle über die Dimensionen und die Abrundung der Zähne für den Fall berechnet, wo sich die Zähne an der Peripherie des grössern Rades befinden und das kleinere Rad mit Triebstöcken oder kreisförmig abgerundeten Zähnen versehen ist.

Tabelle über die Dimensionen und die Abrundung der Zähne eines Rades, innerhalb dessen sich ein Getriebe mit zylindrischen Stäben oder kreisförmig abgerundeten Zähnen bewegt.

Verhältniss $\frac{b}{a}$	Krümmungs-halbmesser R	Nöthige Höhe der Zähne H	Verhältniss der obern Breite der Zähne zu ihrer untern $\frac{B}{2r}$	Für den Fall, wenn die Höhe der Zähne der halben Breite r beinahe gleich seyn soll.	
				Kleinste Anzahl der Triebstöcke N	Verhältniss der obern Breite der Zähne zu ihrer untern $\frac{B}{2r}$
$\frac{1}{2}$	1,41 . r	$5{,}50 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{10{,}7}{N^2}$	6	0,70 . r
$\frac{1}{3}$	1,74 . r	$7{,}33 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{15{,}4}{N^2}$	7	0,69 . r
$\frac{1}{4}$	1,89 . r	$8{,}25 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{18{,}0}{N^2}$	8	0,72 . r
$\frac{1}{5}$	1,97 . r	$8{,}80 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{19{,}7}{N^2}$	9	0,76 . r
$\frac{1}{6}$	2,03 . r	$9{,}17 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{20{,}7}{N^2}$	9	0,74 . r
$\frac{1}{7}$	2,06 . r	$9{,}43 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{21{,}6}{N^2}$	9	0,73 . r
$\frac{1}{8}$	2,09 . r	$9{,}63 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{22{,}2}{N^2}$	10	0,78 . r
$\frac{1}{9}$	2,11 . r	$9{,}78 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{22{,}7}{N^2}$	10	0,77 . r
$\frac{1}{10}$	2,13 . r	$9{,}90 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{23{,}0}{N^2}$	10	0,77 . r
$\frac{1}{11}$	2,14 . r	$10{,}00 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{23{,}4}{N^2}$	10	0,77 . r
$\frac{1}{12}$	2,15 . r	$10{,}03 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{23{,}6}{N^2}$	10	0,76 . r
$\frac{1}{13}$	2,16 . r	$10{,}15 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{23{,}8}{N^2}$	10	0,76 . r
$\frac{1}{14}$	2,17 . r	$10{,}21 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{24{,}0}{N^3}$	10	0,76 . r
$\frac{1}{15}$	2,18 . r	$10{,}27 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{24{,}2}{N^2}$	10	0,76 . r

§. 52.

Fig. 4. Tab. 75. Für den zweiten Fall, wenn sich Triebstöcke oder kreisförmig abgerundete Zähne an der Peripherie des grössern Rades befinden und dagegen das kleinere Rad mit Zähnen versehen werden soll, haben wir wie zuvor den Winkel $JBE = \lambda$ und die Sehne $JE = 2b . \mathrm{Sin}\,{}^1\!/_2\,\lambda = b . \lambda - \frac{b . \lambda^3}{24} = (4r + s) - (4r + s)\frac{\lambda^2}{24}$ und wenn hiervon der Halbmesser des Triebstockes $Ji = r$ abgezogen wird, so bleibt $iE = (3r + s) - (4r + s)\frac{\lambda^2}{24}$. Auf gleiche Art ist $aE = (3r + s) - (4r + s)\frac{\mu^2}{24}$; ziehen wir aus dem Berührungspunkte a die Linie an winkelrecht auf JE, so ist die Höhe $an = aE . \mathrm{Sin}\,AEJ = (3r + s)\left(\frac{\lambda - \mu}{2}\right)$ und $nE = aE . \mathrm{Cos}\,AEJ =$

$$\left\{(3r + s) - (4r + s)\frac{\mu^2}{24}\right\}\left\{1 - \frac{(\lambda - \mu)^2}{8}\right\} = (3r + s) - (4r + s)\frac{\mu^2}{24} - (3r + s)\frac{(\lambda - \mu)^2}{8}.$$

Ziehen wir die Grösse nE von iE ab, so bleibt

$$in = \left(\frac{3r + s}{8}\right)(\lambda - \mu)^2 - (4r + s)\frac{(\lambda^2 - \mu^2)}{24} = \frac{(3r + s)}{8}(\lambda - \mu)^2\left\{1 - \frac{1}{3}\left(\frac{4r + s}{3r + s}\right)\frac{(\lambda^2 - \mu^2)}{(\lambda - \mu)^2}\right\}$$

$$= \frac{(3r + s)}{8}(\lambda - \mu)^2\left\{1 - \frac{4}{9}\left(\frac{\lambda + \mu}{\lambda - \mu}\right)\right\}.$$

Wenn wir nun durch die Punkte a und i einen Kreis ziehen, so ist der Halbmesser für die Abrundung der Zähne

$$R' = \frac{3r + s}{1 - \frac{4}{9}\left(\frac{\lambda + \mu}{\lambda - \mu}\right)} = \frac{3r + s}{1 - \frac{4}{9}\left(\frac{a + b}{a - b}\right)}.$$

Aus dieser Gleichung ersehen wir abermals, dass der Halbmesser für die Abrundung der Zähne für das kleinere Rad grösser wird, als es vorhin für das grössere Rad der Fall war.

Die nöthige Höhe der Zähne ist wie zuvor $= (3r + s)\left(\frac{\lambda - \mu}{2}\right)$. Setzen wir wie oben $s = {}^2\!/_7\,r$ und für λ und μ die obigen Werthe, so ist die nöthige Höhe der Zähne $H = \frac{11\,r}{N}\left(1 - \frac{b}{a}\right)$, wo N die Anzahl der Zähne auf dem kleinen Rade vorstellt.

Die obere Breite der Zähne haben wir wie zuvor $= 2r\left(1 - \frac{H^2}{2R' . r}\right)$.

Nach diesen Gleichungen wurde folgende Tabelle für den Fall berechnet, wenn sich die Zähne auf der Peripherie des kleinern und die kreisförmig abgerundeten Zähne auf der Peripherie des grössern Rades befinden.

In dieser Tabelle wurde abermals für den Fall, wenn die Höhe der Zähne ober dem Theilrisse der halben Breite gleich seyn soll, sowohl die Anzahl der Zähne N, als auch die obere Breite der Zähne beigesetzt.

Tabelle über die Dimensionen und die Abrundung der Zähne eines Getriebes, welches sich innerhalb eines mit kreisrunden Zähnen versehenen Rades bewegt.

Verhältniss $\frac{b}{a}$	Krümmungshalbmesser. R′	Nöthige Höhe der Zähne H	Verhältniss der obern Breite der Zähne zu ihrer untern $\frac{B}{2r}$	Wenn die Höhe der Zähne ihrer halben Breite gleich seyn soll.	
				Anzahl der Zähne N	Obere Breite der Zähne $\frac{B}{2r}$
$^1/_3$	$29{,}57 . r$	$7{,}33 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{0{,}91}{N^2}$	7	$0{,}98 . r$
$^1/_4$	$12{,}67 . r$	$8{,}25 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{2{,}69}{N^2}$	8	$0{,}96 . r$
$^1/_5$	$9{,}86 . r$	$8{,}80 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{3{,}93}{N^2}$	9	$0{,}95 . r$
$^1/_6$	$8{,}70 . r$	$9{,}17 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{4{,}83}{N^2}$	9	$0{,}94 . r$
$^1/_7$	$8{,}06 . r$	$9{,}43 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{5{,}52}{N^2}$	9	$0{,}93 . r$
$^1/_8$	$7{,}67 . r$	$9{,}63 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{6{,}05}{N^2}$	10	$0{,}94 . r$
$^1/_9$	$7{,}39 . r$	$9{,}78 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{6{,}47}{N^2}$	10	$0{,}94 . r$
$^1/_{10}$	$7{,}19 . r$	$9{,}90 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{6{,}82}{N^2}$	10	$0{,}93 . r$
$^1/_{11}$	$7{,}04 . r$	$10{,}00 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{7{,}10}{N^2}$	10	$0{,}93 . r$
$^1/_{12}$	$6{,}92 . r$	$10{,}08 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{7{,}34}{N^2}$	10	$0{,}93 . r$
$^1/_{13}$	$6{,}82 . r$	$10{,}15 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{7{,}55}{N^2}$	10	$0{,}92 . r$
$^1/_{14}$	$6{,}74 . r$	$10{,}21 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{7{,}73}{N^2}$	10	$0{,}92 . r$
$^1/_{15}$	$6{,}68 . r$	$10{,}27 \cdot \frac{r}{N}$	$1 - \frac{7{,}89}{N^2}$	10	$0{,}92 . r$

§. 53.

Da bei den metallenen Rädern, sie mögen von Messing oder Eisen verfertigt seyn, sowohl das äussere grössere, als auch das innere kleinere Rad mit Zähnen versehen werden kann, so können wir zur Zeichnung dieser Zähne zwar dieselben Gleichungen anwenden, welche wir in den beiden letzten §. §. für diesen Fall aufgestellt haben; weil aber hierdurch bei der Bewegung der Räder von einem Zahne zum andern immer die Zähne beider Räder im Eingriff bleiben, folglich fortwährend ein doppelter Eingriff Statt findet, welcher zur gleichförmigen Bewegung des getriebenen Rades nicht nothwendig ist, so können wir uns auch mit einem einfachen Eingriff begnügen und dadurch den Vortheil erreichen, dass durch diese beiderseitige Verzahnung die Räder in demselben Fall sich befinden, welcher aus der doppelten Grösse der Räder und Anzahl der Zähne erfolgen würde. Bei dieser Anordnung bleibt nämlich ein jeder Zahn nur durch den halben Raum der Theilung in Berührung.

Für die Rechnung über diesen Fall können wir die in den vorigen zwei §. §. aufgestellten Gleichungen leicht einrichten. Jenen Gleichungen liegt nämlich die Bedingniss zum Grunde, dass die sich berührenden Zähne durch den Raum $4r+s$ in Berührung bleiben. Weil sie aber in dem gegenwärtigen Falle bloss durch den halben Raum oder nur durch den Raum $2r+s$ in Berührung zu bleiben brauchen, so ergibt sich für die Zähne des grössern Rades nach §. 51 offenbar $iE=(r+s)-(2r+s)\frac{\lambda^2}{24}$ und $aE=(r+s)-(2r+s)\frac{\mu^2}{24}$. Wir erhalten hiernach die Höhe $in=(r+s)\frac{(\lambda-\mu)}{2}$ und $nE=(r+s)-(2r+s)\frac{\lambda^2}{24}-(r+s)\frac{(\lambda-\mu)^2}{8}$ und daher

$$an=aE-nE=(r+s)\frac{(\lambda-\mu)^2}{8}+(2r+s)\frac{(\lambda^2-\mu^2)}{24}$$

$$=(r+s)\frac{(\lambda-\mu)^2}{8}\left\{1+\frac{1}{3}\left(\frac{2r+s}{r+s}\right)\frac{(\lambda^2-\mu^2)}{(\lambda-\mu)^2}\right\}=(r+s)\frac{(\lambda-\mu)^2}{8}\left\{1+\frac{2}{3}\left(\frac{\lambda+\mu}{\lambda-\mu}\right)\right\}.$$

Daraus erhalten wir für die Abrundung der Zähne den Halbmesser

$$R=\frac{(in)^2}{2an}=\frac{(r+s)^2\cdot\frac{(\lambda-\mu)^2}{4}}{2(r+s)\frac{(\lambda-\mu)^2}{8}\left\{1+\frac{2}{3}\left(\frac{\lambda+\mu}{\lambda-\mu}\right)\right\}}=\frac{r+s}{1+\frac{2}{3}\left(\frac{\lambda+\mu}{\lambda-\mu}\right)}$$ und weil $b.\lambda=a.\mu$, so ist auch $R=\frac{r+s}{1+\frac{2}{3}\left(\frac{a+b}{a-b}\right)}$.

Weil ferner wie oben $b=\frac{7}{11}r.N$ und $a=\frac{7}{11}r.N'$, dagegen $\lambda=\frac{2r+s}{b}$ und $\mu=\frac{2r+s}{a}$ ist, so ist auch $\lambda=(2r+s)\frac{11}{7r.N}$ und $\mu=(2r+s)\frac{11}{7r.N'}$, folglich $\frac{\lambda-\mu}{2}=\frac{11}{7}\left(1+\frac{s}{2r}\right)\left(\frac{1}{N}-\frac{1}{N'}\right)=\frac{11}{7N}\left(1+\frac{s}{2r}\right)\left(1-\frac{b}{a}\right)$. Daher ist auch die nöthige Höhe der Zähne $in=H=(r+s)\frac{11}{7N}\left(1+\frac{s}{2r}\right)\left(1-\frac{b}{a}\right)=\frac{11r}{7N}\left(1+\frac{3s}{2r}\right)\left(1-\frac{b}{a}\right)$ und wenn wir hier $\frac{s}{r}=\frac{2}{11}$ setzen, so ist $H=\frac{2r}{N}\left(1-\frac{b}{a}\right)$.

Weil endlich $an=\frac{H^2}{2R}$, so ist die obere Breite der Zähne

$$B=2r\left(1-\frac{an}{r}\right)=2r\left(1-\frac{H^2}{2R.r}\right).$$

Auf gleiche Art lassen sich die Gleichungen im zweiten Falle einrichten. Nach dieser Aenderung erhält man für die Abrundung der Zähne des kleinern Rades den Halbmesser $R' = \frac{r + s}{1 - \frac{2}{3}\left(\frac{a+b}{a-b}\right)}$, und wenn wir $\frac{s}{r}$ abermals $= \frac{2}{11}$ setzen, die nöthige Höhe der Zähne $H = \frac{2r}{N}\left(1 - \frac{b}{a}\right)$, wenn N die Anzahl der Zähne des kleinern Rades vorstellt, und endlich findet man die obere Breite der Zähne $= 2r\left(1 - \frac{H^2}{2R'.r}\right)$.

I. Tabelle.

Für die Verzeichnung der Zähne des grössern Rades, in welchem sich ein kleineres bewegt.

$\frac{b}{a}$	$R = \frac{r + {}^2/_{11}\, r}{1 + \frac{2}{3}\left(\frac{a+b}{a-b}\right)}$	$H = \frac{2r}{N}\left(1 - \frac{b}{a}\right)$	$B = 2r\left(1 - \frac{H^2}{2R.r}\right)$	Wenn N = 10, so ist die	
				Höhe der Zähne über dem Theilrisse H	obere Breite der Zähne B
$^1/_5$	$0{,}59\,.\,r$	$0{,}80 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}17}{N^2}\right)$	$0{,}160\ r$	$1{,}957\ r$
$^1/_6$	$0{,}61\,.\,r$	$0{,}83 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}26}{N^2}\right)$	$0{,}166\ r$	$1{,}955\ r$
$^1/_7$	$0{,}63\,.\,r$	$0{,}86 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}35}{N^2}\right)$	$0{,}172\ r$	$1{,}953\ r$
$^1/_8$	$0{,}64\,.\,r$	$0{,}88 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}42}{N^2}\right)$	$0{,}176\ r$	$1{,}952\ r$
$^1/_9$	$0{,}64\,.\,r$	$0{,}89 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}48}{N^2}\right)$	$0{,}178\ r$	$1{,}950\ r$
$^1/_{10}$	$0{,}65\,.\,r$	$0{,}90 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}49}{N^2}\right)$	$0{,}180\ r$	$1{,}950\ r$
$^1/_{11}$	$0{,}66\,.\,r$	$0{,}91 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}51}{N^2}\right)$	$0{,}182\ r$	$1{,}950\ r$
$^1/_{12}$	$0{,}66\,.\,r$	$0{,}92 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}56}{N^2}\right)$	$0{,}184\ r$	$1{,}949\ r$
$^1/_{13}$	$0{,}66\,.\,r$	$0{,}92 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}56}{N^2}\right)$	$0{,}184\ r$	$1{,}949\ r$
$^1/_{14}$	$0{,}67\,.\,r$	$0{,}93 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}58}{N^2}\right)$	$0{,}186\ r$	$1{,}948\ r$
$^1/_{15}$	$0{,}67\,.\,r$	$0{,}93 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{2{,}58}{N^2}\right)$	$0{,}186\ r$	$1{,}948\ r$

II. Tabelle

für die Verzeichnung der Zähne des kleinern Rades, wenn sich dasselbe innerhalb eines grössern Rades bewegt.

$\frac{b}{a}$	$R' = \frac{r + 2/11\, r}{1 - \frac{2}{3}\left(\frac{a+b}{a-b}\right)}$	$H = \frac{2r}{N}\left(1 - \frac{b}{a}\right)$	$B = 2r\left(1 - \frac{H^2}{2R'.r}\right)$	Wenn N = 10, so ist die	
				Höhe der Zähne über dem Theilrisse H	obere Breite der Zähne B
$1/5$	∞	$0{,}80 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}00}{N^2}\right)$	0,160 r	2,000 r
$1/6$	17,73 r	$0{,}83 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}08}{N^2}\right)$	0,166 r	1,998 r
$1/7$	10,64 r	$0{,}86 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}14}{N^2}\right)$	0,172 r	1,997 r
$1/8$	8,27 r	$0{,}88 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}19}{N^2}\right)$	0,176 r	1,996 r
$1/9$	7,09 r	$0{,}89 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}22}{N^2}\right)$	0,178 r	1,996 r
$1/10$	6,38 r	$0{,}90 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}25}{N^2}\right)$	0,180 r	1,995 r
$1/11$	5,91 r	$0{,}91 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}28}{N^2}\right)$	0,182 r	1,994 r
$1/12$	5,57 r	$0{,}92 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}30}{N^2}\right)$	0,184 r	1,994 r
$1/13$	5,32 r	$0{,}92 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}32}{N^2}\right)$	0,184 r	1,994 r
$1/14$	5,12 r	$0{,}93 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}34}{N^2}\right)$	0,186 r	1,993 r
$1/15$	4,96 r	$0{,}93 \cdot \frac{2r}{N}$	$2r\left(1 - \frac{0{,}35}{N^2}\right)$	0,186 r	1,993 r

§. 54.

Da bei dieser Rechnung gefunden wurde, dass der Krümmungshalbmesser für die Zähne des kleinern Rades schon bei dem Verhältnisse $\frac{b}{a} = 1/5$ unendlich gross, folglich die angreifende Seite des Zahnes eine gerade Linie wird, so folgt, dass man bei dem Verhältnisse $1/3$ und $1/4$ bei der ersten, in den letzten §. §. gegebenen Anordnung zu bleiben habe.

Die Vergleichung dieser Tabelle mit der vorhergehenden zeigt uns ferner, dass die Krümmungshalbmesser für die Abrundung der Zähne bedeutend grösser sind, folglich der Epicykloidalform näher kommen, als bei der vorhergehenden, in welcher Hinsicht auch der Gang der Räder gleichförmiger und leichter seyn wird.

§. 55.

Wir haben bereits früher angeführt, dass die Zähne der Räder, die einander die Bewegung mittheilen sollen, nach Epicykloidalbögen, welche die Zähne eigentlich über einander beschreiben, abgerundet werden müssen. Weil aber die Ausmittlung dieser Epicykloidalbögen für den praktischen Gebrauch zu schwierig seyn würde, und es auch auf die Kleinigkeit nicht ankommt, um welche sie von den Kreisbögen, die durch ihre beiden Endpunkte gehen, abweichen; so haben wir im Vorhergehenden bereits für die Halbmesser dieser Kreisbögen und dem gemäss auch für die Höhe und Breite der Zähne bestimmte Regeln angegeben. Da es jedoch bei der Bestimmung der Reibung und der Gleichung zwischen Kraft und Last vortheilhaft ist, auf diese Cykloidalbögen wieder zurück zu gehen, so wollen wir bei der Bestimmung der Reibung wieder von denselben Grundsätzen ausgehen.

Fig. 5. Tab. 75.

Zu dieser Absicht betrachten wir in Fig. 5 die Stellung zweier Zähne und ihrer Triebstöcke, wovon der erste den Eingriff bei a beginnt und der vorausgehende bei E die von A ausgehende Bewegung fortsetzt. Den Winkel, welchen die Radien beider Triebstöcke an dem Mittelpunkte des Getriebes C bilden, oder A C B haben wir vorhin $= \lambda$ und eben so den Winkel A J B am Mittelpunkte des gezähnten Rades $= \mu$ gesetzt. Der Epicykloidalbogen b' B, den der Triebstock nach zurückgelegtem Winkel λ beschrieb, hat bei B die Linie B D zur Tangente, und der Krümmungshalbmesser der Epicykloide für den Punkt B wird erhalten, wenn die Sehne B A verlängert, der Bogen A B nach D X übertragen und der Punkt X mit dem Mittelpunkte des gezähnten Rades J durch die gerade Linie X J verbunden wird, wo sonach der Durchschnittspunkt u den Mittelpunkt des Krümmungshalbmessers u B für den Punkt B gibt. Ziehen wir nun aus E die Linie E d parallel zu B D, so ist auf gleiche Art u E der Krümmungshalbmesser für die Abrundung des Zahnes im Punkte E, und E d ist die Tangente dieses Bogens. Verbinden wir den Eingriffspunkt E mit den Mittelpunkten der beiden Räder C und J, so sind die Linien E J und E C die beiden Hebelsarme, an welchen die Kraft des Rades und der Widerstand des Getriebes entgegen wirken, und da durch die Umdrehung der beiden Räder die Kräfte auf diese Hebelsarme winkelrecht stehen, so sey die Kraft des Rades am Punkte $E = P' =$ der Linie EP' und auf gleiche Art sey der Widerstand des Getriebes $Q' =$ der auf E C winkelrecht gezogenen EQ'.

Da die Richtungen dieser beiden Kräfte mit einander einen Winkel bilden, folglich für sich allein gegeneinander das Gleichgewicht nicht halten können, und da noch überdiess durch die Bewegung des Zahnes auf dem Triebstocke auch eine Reibung Statt findet, zu deren Gewältigung abermals Kräfte nothwendig sind, so müssen wir zur Bewirkung des Gleichgewichtes aller dieser Kräfte, noch 2 Kräfte an den unbeweglichen Mittelpunkten C und J zu Hilfe nehmen, deren Richtungen demnach in den Halbmessern C E und J E liegen. Weil die Bewegung des Zahnes auf dem Triebstocke in der Richtung der Tangente E d vor sich geht, so wollen wir vorerst jede der Kräfte P' und Q' in zwei andere zerlegen, deren eine winkelrecht auf E d und die andere parallel zu derselben ist. Setzen wir zu dieser Absicht den Winkel $pP'E = w$, so ist die winkelrechte Kraft $p'E = P' . \mathrm{Cos}\, w$

dann die parallele $p'P'$ oder $pE = P'.\mathrm{Sin}\,w$. Auf dieselbe Art wollen wir den Winkel $qQ'E = v$ setzen, so ist $q'E = Q'.\mathrm{Cos}\,v$ und $q'Q'$ oder $qE = Q'.\mathrm{Sin}\,v$. Fig. 5. Tab. 75.

Weil für den Zustand der gleichförmigen Bewegung ein Gleichgewicht zwischen den wirkenden Kräften Statt finden muss, die Kraft pE aber eine Bewegung nach der Richtung pE abwärts bewirken würde, wenn derselben nicht eine Kraft gE entgegen gestellt würde, diese Kraft aber nur durch die Kraft $GE = G$ hergestellt werden kann, so müssen wir diese abermals in zwei zerlegen, nämlich in Gg oder $g'E = G.\mathrm{Sin}\,w$ und in $gE = G.\mathrm{Cos}\,w$. Nun entsteht aber aus dem Drucke $P'.\mathrm{Cos}\,w + G.\mathrm{Sin}\,w$ die Reibung $m.P'.\mathrm{Cos}\,w + m.G.\mathrm{Sin}\,w$. Da nun der Zahn E über den Triebstock abwärts in der Richtung Eg getrieben werden muss, so muss die Kraft $P'.\mathrm{Sin}\,w$ den Kräften $G.\mathrm{Cos}\,w + m.P'.\mathrm{Cos}\,w + m.G.\mathrm{Sin}\,w =$ seyn. Hieraus folgt $G = P'\left(\frac{\mathrm{Sin}\,w - m.\mathrm{Cos}\,w}{\mathrm{Cos}\,w + m.\mathrm{Sin}\,w}\right)$.

Eben so würde die Last $Q'.\mathrm{Sin}\,v$ den Triebstock von der Achse C entfernen, wenn nicht die Achse durch die Kraft $F = FE$ nach der Richtung EC gehalten und dadurch ein Gleichgewicht zwischen den auf den Triebstock wirkenden Kräften erzielt würde. Zu dieser Absicht müssen wir abermals die Kraft F in die senkrechte Ff oder $F'E = F.\mathrm{Sin}\,v$ und in die parallele $fE = F.\mathrm{Cos}\,v$ zerlegen, demnach entsteht aus den Kräften, die auf den Punkt E wirken, der Reibungswiderstand
$m.Q'.\mathrm{Cos}\,v + m.F.\mathrm{Sin}\,v$. Da nun die Kraft $fE = F.\mathrm{Cos}\,v$ sowohl diesen Reibungswiderständen als auch der Kraft $Q'.\mathrm{Sin}\,v$ das Gleichgewicht halten muss, so haben wir $F.\mathrm{Cos}\,v = Q'.\mathrm{Sin}\,v + m.Q'.\mathrm{Cos}\,v + m.F.\mathrm{Sin}\,v$; daraus folgt
$F = Q'\left(\frac{\mathrm{Sin}\,v + m.\mathrm{Cos}\,v}{\mathrm{Cos}\,v - m.\mathrm{Sin}\,v}\right)$. Weil aber der gesammte Druck auf die Fläche Ed von beiden Seiten gleich seyn muss, so haben wir $P'.\mathrm{Cos}\,w + G.\mathrm{Sin}\,w = Q'.\mathrm{Cos}\,v + F.\mathrm{Sin}\,v$ und wenn wir statt G und F die gefundenen Werthe setzen, so erhalten wir nach gehöriger Redukzion $\frac{P'}{\mathrm{Cos}\,w + m.\mathrm{Sin}\,w} = \frac{Q'}{\mathrm{Cos}\,v - m.\mathrm{Sin}\,v}$.

Nun ist aber P' am Hebelsarme JE gleich der Kraft P am Hebelsarme des Theilrisses JA oder $P' = P\cdot\frac{JA}{JE}$. In dem Dreiecke JAE verhalten sich die Seiten
$JA : JE = \mathrm{Sin}\,JEA : \mathrm{Sin}\,JAE$ oder $= \mathrm{Cos}\,w : \mathrm{Sin}\,JAE$, also ist $P' = P\cdot\frac{\mathrm{Cos}\,w}{\mathrm{Sin}\,JAE}$.
Eben so ist Q' am Hebelsarme EC gleich der Last Q am Hebelsarme AC, folglich $Q' = Q\cdot\frac{AC}{EC}$. Nun haben wir im Dreiecke AEC abermals
$AC : EC = \mathrm{Sin}\,CEA : \mathrm{Sin}\,EAC = \mathrm{Cos}\,v : \mathrm{Sin}\,JAE$, weil EAC und JAE einander zu 180 Grad ergänzen und daher gleiche Sinusse haben. Daraus folgt $Q' = Q\cdot\frac{\mathrm{Cos}\,v}{\mathrm{Sin}\,JAE}$.

Setzen wir diese Werthe in die vorige Gleichung, so ist
$\frac{P.\mathrm{Cos}\,w}{\mathrm{Cos}\,w + m.\mathrm{Sin}\,w} = \frac{Q.\mathrm{Cos}\,v}{\mathrm{Cos}\,v - m.\mathrm{Sin}\,v}$ oder $\frac{P}{1 + m.\mathrm{tang}\,w} = \frac{Q}{1 - m.\mathrm{tang}\,v}$, demnach ist
$P = Q\left(\frac{1 + m.\mathrm{tang}\,w}{1 - m.\mathrm{tang}\,v}\right) = Q\left(1 + m\,(\mathrm{tang}\,w + \mathrm{tang}\,v)\right)$ beinahe.

Die Winkel v und w werden auf folgende Art bestimmt. Der Winkel ACB, den der Mittelpunkt des Triebstockes um den Mittelpunkt C beschrieben hat, ist λ, der Halbmesser

Fig. 5. Tab. 75. $AC = BC = b$, der Halbmesser des Rades $AJ = a$ und der Halbmesser des Triebstockes $BE = r$, so ist die Sehne $AB = 2b \,.\, \mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\lambda$ und $OB = b \,.\, \mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\lambda$, wenn OC winkelrecht auf AB ist; folglich $OE = b \,.\, \mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\lambda - r$ und $CO = b \,.\, \mathrm{Cos}\, \tfrac{1}{2}\lambda$, also $\frac{OE}{CO} = \mathrm{tang}\, v = \frac{b \,.\, \mathrm{Sin}\, \frac{1}{2}\lambda - r}{b \,.\, \mathrm{Cos}\, \frac{1}{2}\lambda}$. Auf gleiche Art ist auch $\mathrm{tang}\, w = \frac{P'p'}{p'E} = \frac{ER}{JR}$. Nun ist aber $ER = AR + AE$, dann $AR = AJ \,.\, \mathrm{Sin}\, RJA = a \,.\, \mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\lambda$ und $AE = AB - BE = 2b \,.\, \mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\lambda - r$, folglich $ER = a \,.\, \mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\lambda + 2b \,.\, \mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\lambda - r$; eben so ist $JR = a \,.\, \mathrm{Cos}\, \tfrac{1}{2}\lambda$. Wir erhalten daher $\mathrm{tang}\, w = \frac{(a + 2b)\, \mathrm{Sin}\, \frac{1}{2}\lambda - r}{a \,.\, \mathrm{Cos}\, \frac{1}{2}\lambda}$; daraus folgt

$$\mathrm{tang}\, v + \mathrm{tang}\, w = \frac{b \,.\, \mathrm{Sin}\, \frac{1}{2}\lambda - r}{b \,.\, \mathrm{Cos}\, \frac{1}{2}\lambda} + \frac{(a + 2b)\, \mathrm{Sin}\, \frac{1}{2}\lambda - r}{a \,.\, \mathrm{Cos}\, \frac{1}{2}\lambda} = (a + b) \left\{\frac{2b \,.\, \mathrm{Sin}\, \frac{1}{2}\lambda - r}{a \,.\, b \,.\, \mathrm{Cos}\, \frac{1}{2}\lambda}\right\}.$$

Also ist die Kraft $P = Q \left\{1 + m(a + b)\, \frac{(2b \,.\, \mathrm{Sin}\, \frac{1}{2}\lambda - r)}{a \,.\, b \,.\, \mathrm{Cos}\, \frac{1}{2}\lambda}\right\}$. Zu Anfang des Eingriffes bei a ist $\lambda = 0$, für diesen Fall gibt demnach unsere Gleichung

$$P = Q \left\{1 - \frac{m(a + b)\, r}{a \,.\, b}\right\}.$$

In dieser Gleichung erscheint die Reibung mit dem negativen Zeichen aus dem Grunde, weil der Berührungspunkt a des Zahnes mit dem Triebstocke zuerst bis nach A abwärts und dann von A bis E aufwärts geht. Weil aber die Reibung sich nur der Bewegung entgegen setzt, demnach nicht nur bei dem Aufwärtsgehen, sondern auch bei dem Abwärtsgehen der Kraft entgegen wirkt, so müssen wir auch für diesen ersten Theil der Bewegung von a bis A die Reibung mit dem positiven Zeichen nehmen, und wir erhalten für den ersten Angriff bei a die Kraft $P = Q \left\{1 + \frac{m(a + b)\, r}{a \,.\, b}\right\}$.

Für den Austritt des Zahnes bei E bleibt uns demnach die Gleichung $P = Q \left\{1 + \frac{m(a + b)(2b \,.\, \mathrm{Sin}\, \frac{1}{2}\lambda - r)}{a \,.\, b \,.\, \mathrm{Cos}\, \frac{1}{2}\lambda}\right\}$. Wenn wir nun den Winkel $\frac{ACB}{2} = \frac{\lambda}{2}$ so klein nehmen, dass derselbe ein Bruch wird, so ist $\mathrm{Sin}\, \tfrac{1}{2}\lambda = \tfrac{1}{2}\lambda$ und $\mathrm{Cos}\, \tfrac{1}{2}\lambda = 1$; dadurch erhalten wir $P = Q \left\{1 + \frac{m(a + b)(b \,.\, \lambda - r)}{a \,.\, b}\right\}$. Wird hierzu die Kraft, welche beim Eintritt in a Statt findet, nämlich $P = Q \left\{1 + \frac{m(a + b)\, r}{a \,.\, b}\right\}$ addirt und von der Summe das Mittel genommen, so ergibt sich die mittlere Kraft

$$P = Q \left\{1 + m\, \frac{(a + b)}{a} \cdot \frac{\lambda}{2}\right\} = Q \left\{1 + \frac{m}{2}\left(\lambda + \frac{b \,.\, \lambda}{a}\right)\right\} = Q \left\{1 + m\left(\frac{\lambda + \mu}{2}\right)\right\},$$ weil $b \,.\, \lambda = a \,.\, \mu$ ist.

Aus dieser Gleichung ergibt sich von selbst, dass für den Fall, wenn das Getrieb sich innerhalb des Rades befindet, die Kraft $P = Q \left\{1 + m\left(\frac{\lambda - \mu}{2}\right)\right\}$ seyn werde, wie wir bereits früher bei der Abrundung und nöthigen Höhe der Zähne gezeigt haben. Hieraus ist zu ersehen, dass wenn das Getrieb sich innerhalb des gezähnten Rades befindet, die Bewegung leichter sey, als wenn das gezähnte Rad in das Getrieb von aussen eingreift.

Zur Berechnung des Widerstandes der Reibung brauchen wir demnach nur die Winkel λ und μ zu bestimmen. Nennen wir die Anzahl der Triebstöcke N und die Anzahl der Zähne des Rades N', so ist offenbar $\lambda = \frac{44}{7N}$ und $\mu = \frac{44}{7N'}$; wir erhalten demnach für ein äusseres Getriebe $P = Q\left\{1 + \frac{22}{7} \cdot m\left(\frac{1}{N} + \frac{1}{N'}\right)\right\}$ und für ein inneres Getriebe $P = Q\left\{1 + \frac{22}{7} \cdot m\left(\frac{1}{N} - \frac{1}{N'}\right)\right\}$.

Der Reibungswiderstand wird am kleinsten, wenn das Getriebe in eine gezähnte gerade Stange einzugreifen hat; in diesem Falle ist nämlich N' unendlich gross, folglich die Kraft $P = Q\left\{1 + \frac{22}{7} \cdot \frac{m}{N}\right\}$; und im Gegentheil wird er am grössten, wenn das gezähnte Rad und das Getriebe von gleicher Grösse sind und in einander von aussen eingreifen, in diesem Falle ist nämlich $N = N'$ und $P = Q\left\{1 + \frac{44}{7} \cdot \frac{m}{N}\right\}$. Für das innere Getriebe ist dieser Fall $a = b$ oder $N' = N$ nicht möglich, demnach ist der Reibungswiderstand um so kleiner, je grösser für das Rad das innere Getriebe ist.

Beispiel. Es sey das Verhältniss $\frac{b}{a} = \frac{N}{N'} = \frac{1}{3}$, die Anzahl der Triebstöcke $N = 12$, also $N' = 36$ und der Reibungskoeffizient $m = \frac{1}{8}$, so ist die Kraft sammt Reibung für das äussere Getriebe $P = Q\left\{1 + \frac{22}{7} \cdot \frac{1}{8}\left(\frac{1}{12} + \frac{1}{36}\right)\right\} = Q\left\{1 + \frac{1}{23}\right\} = \frac{24}{23}Q$, und für das innere Getriebe $P = Q\left\{1 + \frac{22}{7} \cdot \frac{1}{8}\left(\frac{1}{12} - \frac{1}{36}\right)\right\} = Q\left\{1 + \frac{1}{46}\right\} = \frac{47}{46}Q$.

§. 56.

Bei den bisherigen Berechnungen haben wir die Hälfte der Theilung oder die Dicke der Zähne als Maasstab angenommen und hiernach ihre Höhe, obere Breite und Abrundung bestimmt. Es frägt sich daher noch um eine Regel, nach welcher die Dicke der Zähne nach Maassgabe des vorhandenen Druckes berechnet werden kann. Wir haben bereits §. 26 die Stärke hölzerner Zähne oder Kämme bestimmt. Nach dieser Regel liesse sich sogleich die Stärke eiserner Zähne angeben, indem das Holz, welches man zu Kämmen zu verwenden pflegt, beiläufig den vierten Theil der Festigkeit des Gusseisens hat, oder der Werth des Bruchkoeffizienten m für hartes Holz beiläufig der vierte Theil des Werthes für Gusseisen ist. Da sich nun die Dicke der Zähne umgekehrt wie die Quadratwurzel aus m verhält, so brauchen gusseiserne Zähne bei übrigens gleichen Dimensionen nur die halbe Dicke der hölzernen, da $\sqrt{4m} = 2\sqrt{m}$. Die Theilung würde daher bei Zähnen von Gusseisen in demselben Verhältnisse kleiner seyn.

Wir wollen inzwischen für diesen Fall eine besondere Rechnung anstellen und die Stärke der Zähne gusseiserner Räder nach den Erfahrungen, welche in den englischen Werken von *Tredgold, Buchanan*.... vorkommen, bestimmen.

Werden mehrere Räder in einem Maschinenwerke mitsammen verbunden, so verhält sich offenbar der Druck an jedem Theile der Maschine oder des Räderwerkes umgekehrt wie die Geschwindigkeit dieses Punktes oder der Peripherie des bewegten Rades, wobei aber auf die Zwischenwiderstände der Reibung.... keine Rücksicht genommen ist, indem ohnehin bei jeder Maschine dafür gesorgt werden muss, dass diese Widerstände möglichst klein sind. Es sey P die Kraft am ersten Angriffspunkte einer Maschine z. B. die Kraft im Theilrisse eines oberschlächtigen Wasserrades oder im Mittelpunkte der Schaufeln eines unterschlächtigen Rades...., und V die Geschwindigkeit dieses Angriffspunktes der Kraft, so ist $\frac{P \, . \, V}{v}$ die Kraft, welche an irgend einem andern Punkte der Maschine, dessen Geschwindigkeit v ist, wirkt.

In England drückt man, wie wir bereits mehrmals erinnerten, die Kraft einer jeden Maschine durch die Anzahl Pferde aus, deren Kraft der Maschine gleich kommt. *Watt* setzt die Kraft oder eigentlich das Bewegungsmoment eines Pferdes nach seinen Versuchen $=$ 180 engl. ℔ mit 3 engl. Fuss Geschwindigkeit; ingleichem führt derselbe als Leistung eines Pferdes das Gewicht von 33000 engl. ℔ an, welches in der Minute 1 engl. Fuss hoch gehoben wird. Da nun 1 engl. ℔ $= 0{,}8099$ N. Oe. ℔ und 1 engl. Fuss $= 0{,}9642$ N. Oe. Fuss, so ist das Bewegungsmoment eines Pferdes oder eine Pferdekraft im Zustande der Bewegung während der Dauer einer Sekunde im ersten Falle $= 180 \, . \, 0{,}8099 \, . \, 3 \, . \, 0{,}9642 = 422$ und im zweiten Falle $= \frac{33000 \, . \, 0{,}8099 \, . \, 1 \, . \, 0{,}9642}{60} = 429$, demnach im Mittel $= 425{,}5$ im N. Oe. Maass und Gewicht ausgedrückt. Wir haben dagegen dasselbe Bewegungsmoment §. 28, I. Band nach den Erfahrungen in den ungarischen Treibmaschinen für Pferde von mittlerer Stärke $=$ 400 gefunden und glauben daher bei unsern Berechnungen dieselbe Zahl anzunehmen, obgleich wir auch schon dort bemerkten, dass das Bewegungsmoment für stärkere Pferde grösser angenommen werden müsse. Bezeichnet daher N die Anzahl der Pferdekräfte einer Maschine an ihrem ersten Angriffspunkte, so ist $\frac{400 \, N}{v}$ der Druck an dem Umfange einer jeden Welle, eines Rades oder eines andern bewegten Punktes dieser Maschine, dessen Geschwindigkeit v ist.

§. 57.

Buchanan, welcher sich mit den Dimensionen und dem Baue der Räderwerke in dem §. 2 genannten Werke, dessen Uibersetzung in das Deutsche im Jahre 1825 zu Berlin erschien, sehr viel beschäftigte, führt nachstehende Tabelle nach seinen in England hierüber angestellten Beobachtungen an:

Gattung der Maschinen	Anzahl ihrer Pferdekräfte	Theilung des Rades	Länge der Zähne	Rad			Getriebe			Vorhandene Geschwindigkeit in engl. Fussen
		engl. Zolle		Anzahl der Zähne	Umdrehungen in 1 Minute	Durchmesser des Theilrisses	Anzahl der Zähne	Umdrehungen in 1 Minute	Durchmesser	
A. Wasserrad (1)	10	$4\frac{1}{8}$	$5\frac{1}{2}$							
B. „ (2)	30	3	$10\frac{1}{4}$	304	$3\frac{1}{7}$	24′	3	318,47		3,95
C. „	15	3	6	204	$4\frac{1}{2}$	16′..2″	44	20,00	3′..6″	3,8
D. „ (3)	$5\frac{1}{2}$	3	4	207		$16'..5\frac{1}{4}''$	50		$3'..11\frac{5}{8}''$	3,0
E. Pferdemühle	1	$2\frac{1}{4}$	4	91	3	$6'..0\frac{1}{2}''$	22	12,90	$1'..5\frac{1}{2}''$	0,949
F. „	1	$2\frac{1}{4}$	$4\frac{1}{2}$	91	3	$6'..0\frac{1}{2}''$	20	13,13	1′..4″	0,949
G. Dampfmaschine v. *Boulton* und *Watt*	24	$3\frac{1}{4}$	6	96	19	8′..0″	42	43,32	3′..6″	7,95
H. „	46	3	8	152	$17\frac{1}{2}$		54	50,00		11,0
I. „	32	3	6	116	19	8′..10″				8,78
K. „	14	3	5	64	25	5′..1″	29	55,00	2′..4″	6,65
L. Dampfmaschine	20	$2\frac{1}{2}$	5	90	18	5′..11″	38	42,63	2′..7″	5,57
M. „ (4)	10	$2\frac{1}{4}$	$5\frac{3}{4}$	77	25	$4'..7\frac{1}{8}''$	40	48,50	$2'..4\frac{1}{8}''$	6,01
N. „ (5)	6	$2\frac{1}{4}$	$5\frac{1}{4}$	60	28	3′..7″	27	62,60	$1'..7\frac{3}{8}''$	5,25
O. „ (6)	4	$2\frac{1}{4}$	$4\frac{3}{4}$	48	32	$2'..10\frac{1}{5}''$	25	61,11	1′..6″	4,8
P. „	12	2	$4\frac{1}{2}$	62		3′..6″			2′	8,8
Q. „ (7)	10	$1\frac{7}{8}$	6	77	25	3′..10″	40	48,50	$1'..11\frac{1}{8}''$	5,0
R. „	12	$1\frac{3}{8}$	3	66	44	2′..8″	48	60,50	1′..9″	6,14

(1) Diess Rad wurde 16 Jahre gebraucht; die Zähne waren sehr abgenützt.

(2) Diess Rad wurde 16 Jahre gebraucht; allein das Vorgelege wurde für die Kraft zu klein befunden, da es sich weit schneller, als die übrigen Räder in dieser Mühle abnützte.

(3) Der einzige Fehler bei diesem Vorgelege, welches bis jetzt 16 Jahre gearbeitet hat, ist der Mangel an Länge der Zähne bei dem Stirnrad und Getriebe, diese hätte nämlich 6 Zoll oder mehr betragen müssen, da es nicht halb so lang als das damit verbundene konische Rad und Getriebe dauern wird.

(4) Diess ist eine bessere Theilung für die vorhandene Kraft als bei Q.

(5) und (6) Dieses Rad hat hölzerne Kämme und arbeitet seit 3 Jahren.

(7) Diese Theilung wurde zu klein befunden.

In dieser Tabelle erscheint weder die Dicke oder Breite der Zähne, noch die Höhe derselben über dem Radkranze, allein *Buchanan* gibt §. 101 seines Werkes die in England übliche Regel an, wornach die Dicke der Zähne B gefunden wird, wenn man die Theilung E mit 2,1 dividirt, oder $B = \frac{E}{2{,}1}$ und die Höhe des Theilrisses über dem Umfange des Rades ist $l = 1{,}2\,B = \frac{4}{7}E$. Mit Zuhilfnahme der vorigen Tabelle gibt

Buchanan §. 102 seines Werkes folgende, von *Carmichael* berechnete Tabelle über die Dimensionen der Räderwerke und ihren Widerstand nach Pferdekräften bei verschiedenen Geschwindigkeiten an:

Theilung	Dicke oder Breite der Zähne	Länge der Zähne parallel zur Radachse	Höhe der Zähne oder Abstand des Theilrisses über dem Radkranze	Widerstandsvermögen nach Pferdekräften			
englische Zolle				bei 2,27 F. Geschwindigkeit	bei 3 Fuss Geschwindigkeit	bei 6 Fuss Geschwindigkeit	bei 11 Fuss Geschwindigkeit
4,20	2,0	8,0	2,40	13,33	17,62	35,24	64,59
3,99	1,9	7,6	2,28	12,03	15,90	31,80	58,30
3,78	1,8	7,2	2,16	10,80	14,27	28,54	52,33
3,57	1,7	6,8	2,04	9,63	12,73	25,44	46,67
3,36	1,6	6,4	1,92	8,53	11,27	22,55	41,33
3,15	1,5	6,0	1,80	7,50	9,91	19,82	36,34
2,94	1,4	5,6	1,68	6,53	8,63	17,26	31,64
2,73	1,3	5,2	1,56	5,63	7,44	14,88	27,28
2,52	1,2	4,8	1,44	4,80	6,34	12,69	23,26
2,31	1,1	4,4	1,32	4,03	5,33	10,65	19,53
2,10	1,0	4,0	1,20	3,33	4,40	8,80	16,14
1,89	0,9	3,6	1,08	2,70	3,57	7,14	13,08
1,68	0,8	3,2	0,96	2,13	2,81	5,63	10,32
1,47	0,7	2,8	0,84	1,63	2,15	4,31	7,90
1,26	0,6	2,4	0,72	1,20	1,59	3,17	5,81
1,05	0,5	2,0	0,60	0,83	1,10	2,19	4,02

In der vorstehenden Tabelle wurde desshalb die Geschwindigkeit von 2,27 Fuss als Maasstab angenommen, weil man bei Voraussetzung dieser Geschwindigkeit mittelst einer sehr einfachen, von den englischen Mechanikern angenommenen Regel die Anzahl der Pferdekräfte bestimmen kann, welche ein Rad auszuüben im Stande ist. Multiplizirt man nämlich die Länge der Zähne mit dem Quadrate ihrer Dicke oder Breite und dividirt diess durch ihre Höhe oder die Entfernung des Theilrisses vom Radkranze, so gibt der Quotient die Anzahl der Pferdekräfte des Rades bei einer Geschwindigkeit von 2,27 Fuss. Nach dieser Regel ist $\frac{8 . 2^2}{2{,}4} = 13{,}33$, ebenso $\frac{7{,}6 . (1{,}9)^2}{2{,}28} = 12{,}03$, u. s. w., wornach die erste Kolumne der obigen Tabelle berechnet ist.

Um eine ähnliche Tabelle für das N. Oe. Maass zu berechnen, müssen wir vorerst bemerken, dass *Buchanan* die Pferdekraft viel grösser als *Watt*, nämlich zu 740 statt der obigen 540 annimmt. Bezeichnen wir daher mit N die Anzahl der Pferdekräfte, womit ein Rad wirkt, dann mit v die Geschwindigkeit der Zähne im Fussmaass gemessen, mit D die Dicke, L die Höhe und B die nach der Richtung der Achse gemessene Länge der Zähne, so haben wir die Gleichung $\frac{740\,N}{v} = \frac{m \,.\, B \,.\, D^2}{L}$, wo m der Koeffizient für die Festigkeit des Gusseisens ist und die Dimensionen B, D und L in engl. Zollen substituirt werden müssen. Der obige erste Fall der Tabelle gibt $\frac{740 \,.\, 13{,}33}{2{,}27} = \frac{m \,.\, 8 \,.\, 4}{2{,}4}$, woraus m = 326 und dieser Werth ergibt sich auch aus allen andern Fällen dieser Tabelle. Berechnet man den Werth von m für das Rad der stärksten Dampfmaschine, welche Seite 79, H angeführt erscheint und nimmt $L = \frac{4}{7} \,.\, 3 = \frac{12}{7}$ Zoll, dann $D = \frac{3}{2{,}1} = \frac{10}{7}$ Zoll an, so ist $\frac{740 \,.\, 46}{11} = m \,.\, 8 \,.\, \frac{10}{7} \,.\, \frac{10}{7} \,.\, \frac{7}{12}$, woraus $m = 324{,}9$ folgt. Wir können demnach m = 325 setzen. Weil diess jedoch nur für englisches Maass und Gewicht gilt und die Pferdekraft mit 740 angenommen ist, welche wir im N. Oe. Maass und Gewicht = 400 setzten, so ergibt sich der Werth für m für unser Maass und Gewicht aus der Gleichung $m = \frac{325 \,.\, 400}{740 \,.\, 0{,}8099 \,.\, 0{,}9642} = 225$.

Nun müsste noch eine Redukzion hinsichtlich des Längenmaasses vorgenommen werden, um diesen Werth in die Formel $\frac{m \,.\, B \,.\, D^2}{L}$ substituiren zu können; da jedoch ein engl. Fuss = 0,9642 N. Oe. Fuss, demnach nicht viel verschieden ist, so wollen wir den Werth m = 225 beibehalten, weil derselbe gerade den zwanzigsten Theil des Bruchkoeffizienten für Gusseisen, welcher nach unsern im I. Bande mitgetheilten Versuchen beiläufig 4500 beträgt, ausmacht. Vergleichen wir diesen Werth mit jenem §. 26, woraus die Stärke der hölzernen Zähne bestimmt wurde, so folgt, dass hölzerne Zähne nur mit dem zehnten Theile, gusseiserne aber nur mit dem zwanzigsten Theile jenes Druckes belastet werden dürfen, wovon der wirkliche Bruch erfolgt. Die Ursache hiervon liegt wohl darin, weil die verborgenen Fehler des Gusses einen grössern Nachtheil, als die im Holze allenfalls vorkommenden grösstentheils sichtbaren Gebrechen verursachen können. Hiernach haben wir zur Bestimmung der Dimensionen gusseiserner Räder folgende Gleichung $\frac{400\,N}{v} = \frac{225 \,.\, B \,.\, D^2}{L}$.

Uiber die Anwendung dieser Gleichung ist zu bemerken, dass 400 N = 4 . 100 N das Produkt der Geschwindigkeit in die ganze vorhandene Kraft oder Last, oder auch das Bewegungsmoment sey, welches durch die Maschine durchgeführt werden soll, und welches wir, da auf Widerstände der Reibung, · · · keine Rücksicht genommen wird, in einem jeden Theile der Maschine gleich gross annehmen. Dieses Bewegungsmoment wird mit der Geschwindigkeit im Theilrisse jenes Rades dividirt, für welches die Dimensionen der Zähne berechnet werden sollen. Für das Bewegungsmoment 4 . 100 N können wir demnach ein jedes Bewegungsmoment der Kraft oder Last, oder auch des Widerstandes $(P\,.\,c)$ an irgend einem andern Punkte der betreffenden Maschine setzen, und weil v jetzt die Geschwindigkeit des angegriffenen Punktes ist, so ist $\frac{P\,.\,c}{v}$ der Druck, welchem die Zähne zu widerstehen haben. Die Gleichung $\frac{P\,.\,c}{v} = \frac{225\,.\,B\,.\,D^2}{L}$ gewährt den Vortheil, dass man immer 2 Dimensionen der Zähne annehmen und die dritte daraus berechnen kann.

Beispiel. Bei einem Kraniche sollen Werkstücke von 30 Zentnern durch 2 Menschen aufgezogen werden; die Geschwindigkeit der letztern sey $= 3$ Fuss und ihre mittlere Kraft $= 30$ ℔. Das Bewegungsmoment der 2 Menschen ist daher $= 2\,.\,30\,.\,3 = 180$ und dieses Moment ist in einem jeden Theile des Räderwerkes der Maschine enthalten. Wir wollen nun annehmen, dass diese Menschen an einer Kurbel von 15 Zoll im Halbmesser arbeiten und dass hiedurch ein Getriebe von 2 Zoll im Halbmesser bewegt wird. Demnach ist die Geschwindigkeit des Getriebes $v = {}^2\!/_5$ Fuss und $\frac{180\,.\,5}{2} = 450 = \frac{225\,B\,.\,D^2}{L}$. Nehmen wir $D = 1$ Zoll und $L = 1{,}2$ Zoll, so ist $B = 2{,}4$ Zoll. Dieselben Dimensionen müssen nun auch die Zähne des Stirnrades erhalten, welches in das Getriebe eingreift. Ist an demselben Stirnrade noch ein zweites Getriebe angebracht, welches abermals in ein Stirnrad eingreift, so muss die Geschwindigkeit dieses Getriebes ausgemittelt und hiernach wieder seine Stärke und jene des eingreifenden Stirnrades berechnet werden. Nach diesen Grundsätzen kann man nun allenfalls eine Tabelle berechnen, welche wir aber als überflüssig nicht mehr beisetzen.

§. 58.

Nebst den hölzernen Rädern, deren Konstrukzion wir umständlich beschrieben und auf den Kupfertafeln Nr. 70 und 71 dargestellt haben, bedient man sich auch, und zwar in neuern Zeiten immer mehr der metallenen Räder und Getriebe. Dieselben werden gewöhnlich von Gusseisen, bei kleinern und schwächern Maschinen von Messing, Stahl oder einer Metallkomposizion hergestellt. Welche Form den Zähnen solcher Räder gegeben werden müsse, haben wir bereits in den vorigen §§. umständlich behandelt, und haben daher nur noch von der Bauart metallener Räderwerke zu sprechen.

Die Zähne metallener Räder werden entweder durch eigene Maschinen eingeschnitten, oder nach Modellen gegossen. Im letztern Falle müssen diese Modelle genau nach den Lehren ausgeführt und die Regeln für die Abrundung und die übrigen Dimensionen der Zähne gehörig beobachtet werden. Die Modelle, deren man sich in den Giessereien zum Formen der Räder bedient, sind bei kleinern Rädern von Messing, bei grössern von Gusseisen oder Holz. Dass diese Modelle mit aller möglichen Genauigkeit ausgefertigt werden müssen, damit der Abguss nicht viele Nacharbeit erfordert und unnöthige Kosten verursacht werden, leuchtet von selbst ein. Man findet desshalb in jeder Giesserei eine bedeutende Anzahl Modelle, welche mit der grössten Sorgfalt ausgeführt wurden und bei jedem vorkommenden Bedarfe gebraucht werden.

§. 59.

Die vorzüglichsten Gattungen grösserer gusseiserner Räder, deren Konstrukzion wir aus den Berliner Vorlegeblättern entlehnt haben, finden sich auf der 75. und 76. Tafel zusammengestellt.

Fig. 6 bis 8 ist ein kleines gusseisernes Rad mit 8 Zähnen; dieses wird auf die gleichfalls gusseiserne Welle Fig. 8 aufgesteckt und mittelst des schmiedeisernen Stiftes a daran befestigt. Bei dem Gusse dieses Rades wird gewöhnlich der Fall eintreten, dass die Oeffnung (Fig. 6) wo die Welle eingeschoben wird, nicht genau centrisch ausfällt, oder dass das Rad, wenn es unmittelbar aufgesteckt wird, keinen vollkommen koncentrischen Gang annimmt. Sind die Räder klein, so werden sie massiv gegossen und dann koncentrisch ausgebohrt. Sind sie aber grösser, so wird dem Rade schon bei dem Gusse die Oeffnung gegeben, und dieselbe dann auf gleiche Art ausgebohrt, wie es bei den Zylindern aller Dampfmaschinen, grossen Satzröhren etc. der Fall ist. Die Welle selbst wird etwas stärker gegossen und dann auf einer Drehbank so weit abgedreht, bis sie in die ausgebohrte und centrirte Oeffnung im Rade passt. Ist das Rad an die Welle angeschoben, so wird eine Oeffnung bei a zur Hälfte in das Rad und zur Hälfte in die Welle gebohrt, mit einem genau schliessenden Stifte vernagelt, und so die gehörige Befestigung bewirkt.

Fig. 6 bis 8. Tab. 75.

Bei dem Rade Fig. 9 und 10 ist der Raum zwischen der Welle und den Zähnen von beiden Seiten ausgehöhlt, um das Gewicht des Rades zu vermindern. Die Befestigung dieses Rades mit der eisernen Welle ist in der Figur durch einen viereckigen Schlusstift angezeigt, wozu sowohl im Rade als in der Welle Nuthen eingefeilt werden müssen.

Fig. 9 und 10.

Soll ein gusseisernes Rad noch grösser werden, so gibt man demselben Arme, wie Fig. 11 und 12 dargestellt ist. In der letztern Figur ist der obere Theil die Hälfte der Seitenansicht und der untere Theil die Hälfte des Profils nach der Linie c d. Die Befestigung und Centrirung des Rades auf der Welle kann entweder durch Verkeilung oder durch Vergiessung mit Blei oder auch durch beide Mittel bewirkt werden.

Fig. 11 und 12.

§. 60.

Einige andere Gattungen grösserer gusseiserner Räder sind auf der 76. Tafel zusammengestellt. Fig. 1 und 2 enthalten die vordere Ansicht und den Durchschnitt eines Rades mit 4eckiger Nabe, 4 Armen und 36 Zähnen, das Ganze aus einem Stücke gegossen. Die Länge der Zähne in der Richtung der Achse beträgt, wie der Durchschnitt zeigt, 2 Theilungen, und dieselben sitzen auf dem Kranze, dessen Stärke in der Mitte eine Zahndicke beträgt; dieser Kranz ist von der Mitte aus gegen a und b verjüngt, um dadurch das Ausheben aus dem Formsande zu erleichtern und das Rad bloss durch Zusammensetzung zweier Kästen formen zu können. Damit die Arme die nothwendige Festigkeit erhalten, ohne zu schwer zu werden, sind in ihrer Mitte zu beiden Seiten Rippen angegossen. Auch die Nabe hat eine ähnliche, aber weniger hervortretende Verstärkung. Das im Durchschnitte Fig. 2 ersichtliche, in der Nabe angebrachte 4eckige Loch für die Welle ist in der Mitte weiter als an beiden Enden. In die vorstehenden Ränder werden Nuthen für die 8 eisernen Schlusskeile c, c . . . .

Fig. 1 und 2. Tab. 76.

Fig. 1 und 2. Tab. 76. eingefeilt, durch welche das Rad auf der Welle befestigt wird. Die Nuthen dürfen jedoch nicht ganz bis auf den Grund des erweiterten Loches gehen, damit die Keile nur an beiden Enden anliegen und auf diese Art leichter eingetrieben werden können. Die Welle muss etwas schwächer seyn, als die Oeffnung im Rade, damit der Zwischenraum zu den Heftkeilen benützt werden kann, mit welchen das Rad in die Leere gebracht oder centrirt wird. Das Einpassen der Schlusskeile muss mit Vorsicht und von den einander gegenüberstehenden Seiten zugleich geschehen, damit sie das Rad nicht schief ziehen. Bei grossen Rädern pflegt man hölzerne Modelle zu den Schlusskeilen zu machen, um hiernach das Schmieden der eisernen leichter zu bewerkstelligen und die Nacharbeit durch die Feile zu vermindern.

Fig. 3 und 4. Fig. 3 und 4 stellen die Konstrukzion eines grössern Rades mit 48 Zähnen, 6 Armen und 6kantigem Nabenloche vor, womit dasselbe an eine hölzerne Welle aufgesteckt werden kann. Die Verstärkung für die Arme ist hier nicht wie bei dem vorhergehenden Rade in der Mitte, sondern bloss an der obern Seite angebracht, weil das Formen hier weniger Schwierigkeiten findet. Um die hölzerne Welle werden in den vorhandenen Zwischenraum zuerst Futterbreter eingelegt und dann Keile von hartem Holze eingetrieben.

Fig. 5 und 6. Fig. 5 und 6 stellen ein Rad dar, welches zur Hervorbringung einer hin und hergehenden Bewegung nach Art der Kurbelbewegung eingerichtet ist; an dem Arme a ist nämlich eine Verstärkung mit durchgehendem Loche vorhanden, worin der Zapfen b befestigt ist, der von der hintern Seite mittelst einer Schraubenmutter fest angezogen wird. Auf der andern Seite ist bei c in einem grössern Abstande vom Mittelpunkte ein anderes Loch angebracht, in welches der Zapfen dann eingesetzt wird, wenn man einen längern oder höhern Zug bewirken will. Die Befestigung der Welle in der Nabe geschieht abermals durch Verkeilung, in welcher Hinsicht, wenn beide von Eisen sind, doppelte Futterbreter eingelegt und dann durch dazwischen eingetriebene Keile der feste Schluss bewirkt wird.

Fig. 7 und 8. Fig. 7 und 8 stellen ein sogenanntes stehendes Vorgelege dar. Diess besteht aus einem grössern Stirnrade b b, woran ein zweites kleineres Stirnrad a a, und zwar nicht an der Welle, sondern an den Armen des ersteren befestigt ist. Zu diesem Behufe sind an der innern Seite am Kranze des kleinern Rades halbrunde durchbohrte Oehren c, c . . . . angebracht, welche genau mit den Löchern zusammenfallen, die in den Armen des grössern Rades b b vorkommen. An der 6kantigen Welle d befinden sich drei angegossene Knacken e, auf welchen das Rad ruht. An den 3 übrigen Seiten ist letzteres durch eingepasste Schlusskeile mit der Welle verbunden. An dem Ende der letztern ist ein konisch zulaufender abgedrehter Zapfen ersichtlich.

Fig. 9 und 10. Fig. 9 und 10 stellen ein gusseisernes Rad vor, welches aus zwei Hälften besteht, die mittelst Schraubenbolzen mitsammen verbunden werden. Dieses Rad wird auf eine hölzerne runde Welle aufgesteckt, welche wie bei Fig. 3 und 4 mit Futterbretern umgeben und durch eingetriebene hölzerne Keile gehörig befestigt wird. Die Verdrehung der Welle wird zwar gewöhnlich durch die rauhe Oberfläche am innern Theile der Nabe verhindert, inzwischen können auch einige Zähne daselbst angegossen werden, um die Verdrehung ganz zu verhindern. Diese Konstrukzion ist nur für schwache Räder anwendbar. Soll das Rad einen grössern Druck aushalten, so muss darauf gesehen werden, dass sowohl der Ring als die Schrauben hinlängliche Stärke erhalten, um bei dem Ankeilen nicht gesprengt zu werden.

Fig. 11 und 12. Tab. 76.

Fig. 11 und 12 stellen ein aus 3 Stücken zusammengesetztes gusseisernes Rad vor. Zur Verbindung des Kranzes dienen schmiedeiserne Schienen, welche, wie a zeigt, in den angebrachten Vertiefungen liegen und durch Niethe befestigt sind. Zum Zusammenhalten der Nabe werden die schmiedeisernen Ringe m m, n n in der Glühhitze fest angelegt, die sonach bei ihrem Erkalten die Theile fest zusammenhalten. Diese Methode wird bei grossen Rädern, deren Guss aus einem Stücke zu beschwerlich ist, z. B. bei den Schwungrädern der Dampfmaschinen, dann aber auch bei kleinern Rädern, welche Stössen ausgesetzt sind, z. B. bei den Rädern der Eisenbahnwägen, angewendet.

Fig. 13 und 14.

Fig. 13 und 14 enthält die Konstrukzion eines aus 4 Stücken bestehenden gusseisernen Rades mit hölzernen, durch die Welle gehenden Doppelarmen. Zwischen diesen Armen gehen, wie der Durchschnitt Fig. 14 zeigt, flache Gusseisenschienen o o, welche durch die Streben d, d (Fig. 13) mit den beiden Enden des Kranzes zusammenhängen oder mit denselben ein Ganzes bilden. Diese Schienen o o werden mit den beiderseits anliegenden hölzernen Armen durch die Schraubenbolzen f, f verbunden; die gusseisernen Theile, welche bei m n durch Verzahnung auf einander liegen, werden daselbst ebenfalls durch den Schraubenbolzen g verbunden.

Fig. 15 bis 19.

Endlich stellt Fig. 15 bis 19 den 4ten Theil eines grossen, in horizontaler Lage sich bewegenden Rades vor, welches aus Holz und Gusseisen zusammengesetzt ist. Der Kranz a a a wird auf gewöhnliche Art aus doppelten hölzernen Felgen hergestellt, welche durch hölzerne Nägel mitsammen verbunden werden. Das Rad hat 12 hölzerne Arme, wovon die Hauptarme b b durch die Welle gehen, daselbst kreuzförmig übereinander geplattet und fest gekeilt sind. Die übrigen Arme c, c ruhen auf einem gusseisernen Kranze d, welcher unter den Hauptarmen angebracht ist und sie treten stumpf oder ohne Zapfen gegen die Welle. Die Zähne e des Wellkranzes, welche in die Arme eingelassen werden, verhindern das Abziehen derselben und die durchgehenden Schraubenbolzen geben die übrige nöthige Haltung. Der Durchschnitt Fig. 16 zeigt, wie die Arme durch Streben unterstützt werden, deren ein Ende i in den Arm eingelassen, das andere aber unter schiefem Winkel in die Welle versetzt und befestigt ist. An dem äussern Umfange der Felgen dieses Rades sind Kammschienen oder gusseiserne Kranzstücke, und zwar hier 24 solche Stücke, deren jedes 12 Zähne enthält, befestigt. Dieses Rad hat daher an seinem ganzen Umfange 288 Zähne. Fig. 17 zeigt eine solche Kammschiene im doppelten Maasstabe, Fig. 18 die obere Ansicht zweier Zähne dieser Schiene in noch grösserm Maasse und Fig. 19 den versenkten Bolzen, welcher durch die ganze Radfelge geht, und an ihrem innern Umfange mittelst einer Schraubenmutter g befestigt wird. Vor Auflegung der Kammschienen muss der Umfang der Radfelgen gut abgedreht werden, die Oeffnungen in den Kammschienen werden wie Fig. 18 und 19 zeigt, schräg gemacht und an dem einpassenden Bolzen eine Nase o o angebracht, damit die Umdrehung desselben bei dem Anschrauben verhindert werde. Wir werden in der Folge noch bessere Verbindungsarten der hölzernen

Fig. 15 bis 19. Tab. 76. Radarme mit den Wellen der Räder kennen lernen; die Fig. 15 und 16 dargestellte Verbindungsart ist vorzüglich nur dann zu brauchen, wo die Triebkraft nicht von der Welle ausgeht, sondern durch einen Drehling, welcher nach Art der Fig. 7 auf den Radarmen aufgeschraubt ist, bewirkt wird.

Die hier beschriebenen Konstrukzionen enthalten gute Muster gusseiserner Räder, so wie selbe in England im Gebrauche sind; es gibt deren jedoch noch sehr viele Arten, die wir theils zur Vermeidung von Weitläufigkeit übergehen, theils auch in der Folge bei der Beschreibung einzelner Maschinenanlagen noch kennen lernen werden.

§. 61.

Bereits im I. Bande dieses Werkes wurde gezeigt, dass die vortheilhafteste Benützung der thierischen Kräfte nur bei einer bestimmten Geschwindigkeit Statt finde, mit welcher die Zugthiere bei ihrer Arbeit fortschreiten und den Angriffspunkt forttreiben müssen. Auf gleiche Art wurde im II. Bande gezeigt, dass dieselbe Eigenschaft auch bei dem Wasser, wenn es zur Betreibung einer Maschine angewendet wird, zu beobachten und dem gemäss die Maschine einzurichten sey. Da dieselbe Eigenschaft auch dem Winde und überhaupt allen Kräften der Natur zukommt, von der andern Seite aber auch die meisten Arbeiten von der Art sind, dass zu ihrer Verrichtung oder zu ihrem vollkommenen Gelingen eine eigene, meistens von der vortheilhaftesten Geschwindigkeit der arbeitenden Kräfte verschiedene Geschwindigkeit erfordert wird, so leuchtet von selbst ein, dass der Zweck des Geh- oder Räderwerkes aller Maschinen dahin geht, den Bestandtheilen derselben eine solche Einrichtung zu geben, damit sowohl die Kräfte als die Lasten mit der angemessensten Geschwindigkeit fortschreiten. Obwohl dieser Zweck durch einfache Hebelsarme von beiden Seiten, oder durch die Anbringung eines einzigen Rades in den meisten Fällen zu erreichen seyn würde, so haben doch viele Erfahrungen gelehrt, dass derselbe Zweck durch Verbindungen mehrerer Räder nicht nur wohlfeiler, sondern auch leichter erhalten werden kann. Wir wollen z. B. annehmen, dass in einem bestimmten Falle die Geschwindigkeit der Kraft zur Geschwindigkeit der Last sich wie 64:1 verhalten solle, so ist offenbar, dass dieser Zweck erreicht wird, wenn entweder an einem Rade der Hebelsarm der Kraft zum Hebelsarm der Last sich wie 64:1 verhält, oder wenn zwei Räder mit 2 Getrieben angebracht werden, wo bei jedem das Verhältniss 8:1 gegeben wird, oder auch, wenn 3 Räder und 3 Getriebe angewendet werden und jedes Rad zu dem Getriebe das Verhältniss 4:1 erhält. Man sieht von selbst, dass in allen diesen Fällen die Geschwindigkeit des, von der Kraft angegriffenen Punktes sich zur Geschwindigkeit desjenigen Punktes, von welchem die Last gehoben wird, wie 64:1 verhalten werde. Im ersten Falle ist nämlich dieses Verhältniss offenbar, im zweiten Falle haben wir $8.8:1.1 = 64:1$ und im dritten Falle $4.4.4:1.1.1 = 64:1$. Nehmen wir die Anzahl der Triebstöcke in einem jeden Falle $= 10$, so haben wir bei dem Gebrauche eines Rades und eines Getriebes 10 Triebstöcke und 640 Zähne, zusammen $650 = 10(64+1)$. Im zweiten Falle bei dem Gebrauche zweier Räder und zweier Getriebe ist die ganze Anzahl der Zähne und Triebstöcke $= 2.10\,(8+1) = 180$; im dritten Falle bei dem Gebrauche dreier Rädern und eben so vieler Getriebe

$3 . 10 (4 + 1) = 150$, endlich in einem vierten Falle, wo 6 Räder und Getriebe mit dem Verhältnisse $1 : 2$ angewendet werden $6 . 10 (2 + 1) = 180$. Der dritte Fall erscheint daher als der vortheilhafteste in diesem Beispiele, weil sowohl die Anschaffungs- als Unterhaltungskosten des Räderwerkes, die beiläufig der Anzahl der Zähne proporzional sind, am geringsten erscheinen.

Um diese Frage allgemein aufzulösen, wollen wir das Verhältniss der letzten Geschwindigkeit zur ersten $= a$ setzen. Aus dem Vorhergehenden ist offenbar, dass bei der Anwendung von 2 Verbindungen oder 2 Vorgelegen das Verhältniss des Halbmessers des Rades zu jenem des Getriebes wie $\sqrt{a} : 1$ angenommen werden müsste, weil $(\sqrt{a})^2 = a$ und eben so muss bei der Verbindung dreier Räder das Verhältniss $\sqrt[3]{a} : 1$ angenommen werden, weil $(\sqrt[3]{a})^3 = a$, u. s. w. Da uns nun sowohl die Anzahl der Verbindungen, welche wir mit y bezeichnen wollen, als auch das Verhältniss des Rades zum Getriebe $(x : 1)$ unbekannt ist, so haben wir zu dieser Bestimmung zuerst die Gleichung $x^y = a$ (I). Bezeichnet t die Anzahl der Triebstöcke in jedem Getriebe, so ist $y . t (x + 1)$ die Anzahl Zähne und Triebstöcke sämmtlicher Vorgelege, welche ein Minimum werden muss. Dieses findet nach der unten beigefügten höhern Rechnung*) Statt, wenn $x = 3{,}59$. Wenn daher mehrere Vorgelege zur Bewirkung einer bestimmten Geschwindigkeit mitsammen verbunden werden, so ist das vortheilhafteste Verhältniss der Anzahl der Zähne zu den Triebstöcken wie $3{,}59 : 1$ oder wie $7 : 2$ anzunehmen. In diesem Falle wird nämlich in dem ganzen Maschinenwerke die kleinste Anzahl Zähne und Triebstöcke vorkommen.

Setzt man $y = 1$, so ist $x^1 = 3{,}59^1 = 3{,}59$
„ „ $y = 2$, „ „ $x^2 = 3{,}59^2 = 12{,}89$
„ „ $y = 3$, „ „ $x^3 = 3{,}59^3 = 46{,}27$
„ „ $y = 4$, „ „ $x^4 = 3{,}59^4 = 166{,}10$
„ „ $y = 5$, „ „ $x^5 = 3{,}59^5 = 596{,}31$.

1tes Beispiel. Bei einer Getreidemühle sey die, nach dem Gefälle berechnete vortheilhafteste Geschwindigkeit des Wasserrades $= 5$ Fuss, und jene des Mühlsteines $= 24$ Fuss. Man soll das Gehwerk dazu angeben.

Da das Verhältniss $5 : 24$ zwischen $1 : 3{,}59$ und $1 : 12{,}89$ fällt, so wird man sich in diesem Falle zweier Räder und Getriebe bedienen. Hier ist $y = 2$, also $x^2 = {}^{24}/_5$ und $x = 2{,}2$, also müsste das Gehwerk aus 2 Getrieben, jedes z. B. mit 10 Stöcken, und 2 Rädern, jedes mit 22 Zähnen bestehen.

2tes Beispiel. Durch die Verbindung mehrerer Räder soll das Verhältniss der Geschwindigkeiten $1 : 70$ hergestellt werden, man soll das Räderwerk dazu angeben.

---

*) Da t eine beständige Grösse ist, so gibt die Differenzirung der zweiten Gleichung $dy (x + 1) + y . dx = 0$. Aus der ersten Gleichung folgt $y . \text{nat log } x = \text{nat log } a$, und differenzirt $dy . \text{nat log } x + \frac{dx}{x} . y = 0$ oder $\frac{dy}{dx} = - \frac{y}{x . \text{nat} . \log x}$. Wird dieser Werth in die vorige Gleichung substituirt, so ist $y - \frac{(x + 1) y}{x . \text{nat} . \log x} = 0$. Da nun y nicht zu 0 werden kann, so ist $1 - \frac{(x + 1)}{x . \text{nat} . \log x} = 0$ und $\text{nat} . \log x = \frac{x + 1}{x}$. Die Auflösung dieser Gleichung gibt $x = 3{,}59$.

Da die Zahl 70 zwischen $3{,}59^3 = 46{,}27$ und $3{,}59^4 = 166{,}10$ fällt, so hat man bei der Annahme von 3 Vorgelegen $(3{,}59 + z)^3 = 70$, woraus $z = 4{,}12 - 3{,}59 = 0{,}53$ folgt. Demnach ist es in diesem Falle am zweckmässigsten drei Verbindungen zu wählen, bei deren jeder das Verhältniss $3{,}59 + 0{,}53 : 1 = 4{,}12 : 1$ Statt findet. Diess wäre der Fall, wenn z. B. jedem Getriebe 10 Stöcke und jedem Rade 41 Zähne gegeben werden, und dann ist die Summe der Zähne und Triebstöcke $= 3 . 51 = 153$. Bei jedem andern Verhältnisse ist diese Summe grösser. Wollte man 4 Vorgelege annehmen und das Verhältniss aus $\sqrt[4]{70} = 2{,}9$ bestimmen, so gäbe diess schon $4(10 + 29) = 156$ Zähne und Triebstöcke, demnach um 3 mehr.

§. 62.

So richtig als diese Rechnung ist, so steht derselben doch die Reibung entgegen, welche bei der Vermehrung der Vorgelege und Verminderung der Anzahl der Zähne eintritt. Wir haben nämlich §. 55 die Gleichung zwischen Kraft und Last bei einem gezähnten Räderwerke $P = Q\left\{1 + \frac{22\,m}{7}\left(\frac{1}{N} + \frac{1}{N'}\right)\right\}$ gefunden. In diesem Ausdrucke ist N die Anzahl der Triebstöcke und N′ jene des Rades. Wenn also N dasselbe bleibt, so ist der 1^{te} Theil der Reibung unverändert; wenn aber die Anzahl der Zähne des Rades N′ vermindert wird, so wird der Bruch $\frac{1}{N'}$, folglich auch die Reibung grösser. Es haben daher Räder mit mehr Zähnen bei übrigens gleichem Drucke eine geringere Reibung als Räder mit weniger Zähnen. Da aber grosse Räder mit vielen Zähnen wieder schwerer sind und auch weit schwieriger in ihrem vertikalen Gange erhalten werden, so pflegen die englischen Mühlenbauer statt dem obigen Verhältnisse $3{,}59 : 1$ gewöhnlich dem Rade 5 bis 6 mal so viel Zähne zu geben, als das Getriebe Stöcke erhält. Das Verhältniss $1 : 6$ pflegt man aber nicht gerne zu überschreiten.

§. 63.

Zur vollkommenen Erkenntniss und Anwendung der angeführten Rechnungen wollen wir denselben noch folgende allgemeine Bemerkungen über das Räderwerk bei Mühlen und andern Maschinen beifügen.

1. Praktische Mühlenbauer legen einen grossen Werth auf die Regel, dass man sich bei der Ausführung grösserer Bau- oder Mühlenwerke und Bemessung der dazu nöthigen Räder innerhalb gewisser Gränzen halten müsse. Hiernach soll jedem Getriebe wenigstens ein Durchmesser von 1½ oder 2 Fuss gegeben und dafür gesorgt werden, dass die Zähne keine grosse Abrundung (Schmiege) bedürfen und auf solche Art beinahe in ihrer ganzen Länge oder von unten bis oben eine angemessene gleiche Stärke erhalten; durch eine zu grosse Abrundung wird nämlich der Druck nicht nur auf die Zähne, sondern auch auf die Zapfen vermehrt, demnach der Gang des Räderwerkes bedeutend erschwert. Obgleich die Beobachtung dieser Regel in den meisten Fällen zu einer Vermehrung des Räderwerkes führt, so wird doch dieser Nachtheil durch den leichtern Gang der Maschine aufgewogen. Man hat in dieser Hinsicht bei den ältern Getreidemühlen, die bloss aus einem Kammrade und einem 5 oder 6stäbigen Trillinge zusammengesetzt waren, zur

Bewirkung eines tiefern Eingriffes grössere Getriebe mit 8 oder 9 Triebstöcken gewählt, und zur Herstellung der nöthigen Geschwindigkeit des Mühlsteines dem Kammrade ein Vorgelege beigegeben. Mittelst dieser Abänderung wurde der Erfahrung zu Folge nicht nur ein leichterer Gang und eine längere Dauer des Räderwerkes bewirkt, sondern auch ein grösseres Mahlquantum bei gleichem Wasserzufluss oder dasselbe Mahlquantum mit einem kleinern Wasserzufluss erzeugt.

2. Es ist eine Regel in dem praktischen Mühlenbaue, dass man jede Bewegung stufenweise zu erreichen trachtet. Da nun die Geschwindigkeit des Angriffspunktes der Kraft gewöhnlich die geringste ist, so pflegt man von dem Angriffspunkte der Kraft an, die Geschwindigkeit durch immer grössere Räder und Getriebe fortzusetzen und so stufenweise bis zur verlangten Geschwindigkeit des Arbeitspunktes zu führen. Dasselbe gilt für den umgekehrten Fall, wenn die Geschwindigkeit des Angriffspunktes der Kraft die grösste, jene aber des Arbeitspunktes die kleinste ist; in diesem Falle muss nämlich die Geschwindigkeit stufenweise vermindert werden.

3. Die Stärke der Zähne bei hölzernen oder metallenen Rädern wird nach den früher aufgestellten Regeln bestimmt. Hierbei muss immer ein Verhältniss zwischen der Theilung und der Breite der Zähne (in der Richtung der Radachse gemessen) angenommen werden. Bei einer kleinern Theilung oder grössern Anzahl der Zähne findet gewöhnlich eine gleichförmigere Bewegung Statt, und die Zähne stossen weniger auf einander; allein nun müssen diese Zähne, um hinreichend fest zu werden, viel breiter seyn, wodurch auch das Rad breiter wird, sonach das Gewicht der Räder und die Reibung wächst. Praktische Mühlenbauer pflegen aus diesen Gründen die Breite der Zähne zwei bis dreimal so gross als die Theilung zu machen und nach dieser Proporzion die Stärke der Zähne oder die Theilung zu bestimmen.

4. Wir haben bereits Seite 21 bemerkt, dass bei der Anordnung des Räderwerkes die Zahl der Radzähne gegen jene der Triebstöcke so gewählt werden muss, dass bei der Division die Einheit oder eine andere Primzahl übrig bleibt. Man pflegt demnach den Drehlingen 7, 11, 13, 17, 19, 23 .... Triebstöcke zu geben, weil die andern Zahlen durch diese seltener theilbar sind. Diess Verfahren ist unstreitig besser, als wenn dem Rade eine solche ungerade Anzahl Zähne, dem Drehlinge aber eine gerade Zahl Triebstöcke gegeben wird. Die Eintheilung eines kleinern Drehlings in eine ungerade Anzahl Theile ist offenbar leichter als jene des grössern Rades in einem solchen Falle.

5. Bei Rädern von Metall z. B. Gusseisen lassen sich ohne Anstand eben so wie bei metallenen Getrieben Zähne mit der angemessenen Abrundung anbringen, und weil jede Abrundung so berechnet wird, dass der Zahn des Rades so lange im Eingriff bleibt, bis der nächste wieder an der ersten Stelle eingreift, so wird dadurch bewirkt, dass immer zwei Zähne des Rades in Wirksamkeit bleiben. Diess gewährt den wichtigen Vortheil, dass wenn ein Zahn durch was immer für einen Zufall abbricht, doch der nächstfolgende im Eingriffe bleibt und durch seine Stärke im Stande ist, das Räderwerk im vollkommenen Gange zu erhalten. Diess ist aber bei hölzernen Rädern nicht möglich, weil in diesem Falle statt der kreisrunden Triebstöcke Epicykloidalzähne eingeführt werden müssten, folglich eine Bewegung gegen den Span des Holzes eintreten, und somit die ganze Bewegung nicht nur schwerer werden, sondern auch eine frühere Abnützung

erfolgen würde, da die Jahresringe einander nicht winkelrecht übergreifen. Dagegen hat man aber auch bei hölzernen Rädern allenthalben die Erfahrung gemacht, dass wenn ein Zahn bricht, auch sogleich alle andern Zähne abgeschlagen werden.

6. Da bei dem Holze der Spielraum der Elastizität weit grösser als bei dem Gusseisen ist, so pflegt man dort, wo es auf eine sanfte nachgiebige Bewegung ankommt, die Getriebe wegen der grössern Abnützung von Eisen, die eingreifenden Stirnräder aber ganz von Holz, oder auch zur Erreichung einer grössern Festigkeit von Eisen, jedoch mit eingesetzten hölzernen Kämmen zu machen. Alle Stösse, welche eiserne Zähne auf einander ausüben, werden bei der Anwendung des Holzes nicht so plötzlich einwirken, demnach die hieraus erfolgende Verzögerung oder Beschleunigung der Bewegung nur nach und nach Statt finden.

7. Wir haben gesehen, dass die Gestalt der Zähne eines Rades von dem Verhältniss der Halbmesser $\frac{b}{a}$ abhängt und in jedem Falle hiernach bestimmt werden müsse. Daraus folgt, dass bei einem guten Maschinenwerke nicht nur das Rad, sondern auch das eingreifende Getriebe berücksichtigt werden muss und dass man ein fertiges Rad nicht mit jedem Drehlinge in Gang oder Verbindung setzen könne. Es ist aus demselben Grunde unrecht, wenn z. B. eine Dampfmaschine mit dem ersten Triebrade der Kraft bestellt und das letztere sodann mit einem dazu nicht passenden Drehlinge oder Stirnrade in Verbindung gebracht wird. Hier entsteht entweder ein Klemmen oder ein Klappern (Schnarren) des Rades, welches deutlich hörbar ist und woraus man den Gang der Maschine zu beurtheilen pflegt. Dieses Klappern kann zwar durch die gehörige Stellung, nämlich das Zusammenrücken oder Auseinanderziehen der Räder, in etwas vermindert, aber in keinem Falle ganz behoben werden, als wenn entweder das Rad oder das Getriebe zweckmässig abgeändert wird. Dass ein solches Klappern auch zur schnellen Abnützung führe und dass das Rad im Verhältniss der Abnützung auch weniger Arbeit leiste, wird nun leicht begreiflich. Eben so sieht man, wie es geschehen könne, dass eine Maschinerie anfangs einen sehr schlechten Gang annimmt und wenig Arbeit leistet, durch Abänderung eines einzelnen Rades aber einen viel sanfteren Gang erhält und auch wirklich mehr Arbeit leistet, obgleich dasselbe Bewegungsmoment vor und nach der Abänderung der Maschine vorhanden ist.

§. 64.

Eine weitere Rücksicht fordert die **Stellung der Räder bei den Maschinenwerken.** Wir haben bereits im I. Bande §. 449 und ff. die verschiedenen Fälle angeführt, in welchen die Reibung oder der Druck auf den Zapfen bei einem Rade an der Welle grösser oder kleiner wird, je nachdem die Kraft oder Last an der entgegengesetzten, oder derselben Seite oder an verschiedenen Punkten wirken. Die Folgerungen, welche sich aus jenen Berechnungen ergeben, finden auch bei der Anordnung der Mühlenwerke ihre Anwendung, und man kann häufig durch eine zweckmässige Stellung der Räder und Getriebe einen grossen Theil der Reibung und des, auf die Abnützung der Maschinen einwirkenden Druckes beseitigen. Obgleich die Vorschriften für jeden besondern

Fall leicht abzuleiten sind, so wollen wir doch einige einzelne hierher gehörige Beispiele anführen.

Fig. 13. Tab. 75. Befindet sich an dem Umfange des oberschlächtigen Wasserrades A B ein Drehling C D, welcher in eine Kammschiene nach Art wie im II. Bande Seite 414, Tab. 60 Fig. 5 und 6 angegeben wurde, eingreift, so wird das Gewicht des Wassers in den Zellen unmittelbar auf die Zähne bei a drücken, und da die Zähne in derselben Richtung entgegendrücken, so wird hieraus gar kein Druck auf die Achse c des Wasserrades entstehen. Wäre im Gegentheile der Drehling E F auf der, dem wasserhaltenden Bogen entgegengesetzten Seite angebracht, so würde die Kraft des Wassers, welche im ersten Falle von m gegen n wirkt, auf der andern Seite in der entgegengesetzten Richtung von o nach p wirken, und da der Widerstand nach der Richtung p o entgegenwirkt, so wird sowohl das Gewicht des Wassers als auch der Widerstand von der andern Seite nach derselben lothrechten Richtung herabdrücken. In diesem Falle wird also der Zapfen c beide Wirkungen auszuhalten oder das doppelte Gewicht des Wassers in den Zellen zu tragen haben, die Stärke dieses Zapfens muss vermehrt werden und da die Reibung dem Drucke proporzional ist, so wird auch die Kraft in demselben Verhältnisse grösser seyn müssen.

Fig. 14. Werden durch das Rad B zwei andere Räder A und C betrieben, so geschehen die Bewegungen, welche diesen Rädern mitgetheilt werden, in entgegengesetzter Richtung. Demnach wird die Achse bei a abermals keinen Druck erleiden, wobei aber vorausgesetzt wird, dass die Widerstände an beiden Rädern A und C einander gleich sind.

Fig. 15. Wenn aber an beiden Enden einer Welle zwei Räder B und B′ in die Getriebe A und C eingreifen, so wird von jedem solchen Getriebe ein Druck auf den nächsten Zapfen der Welle m n entstehen. Diese Drücke sind zwar einander entgegen, da sie aber nicht an demselben Orte, sondern immer erst an dem andern Ende der Welle sich äussern, so wird jeder Druck durch den andern Gegendruck nicht ganz aufgehoben, folglich durch das Getriebe A ein Druck und somit eine Reibung in dem Lager m und durch C dasselbe in dem Lager n entstehen.

Wenn sich an einer Welle zwei oder mehr Getriebe auf derselben Seite befinden, so müssen die Zapfen dieser Welle den ganzen Druck von sämmtlichen Rädern, welche in die Getriebe eingreifen, aushalten. Hieraus folgt die Vorschrift, dass in jedem Falle, wo eine Welle mehrere Räder in Bewegung zu setzen hat, die Welle in die Mitte, oder die Räder nicht an einer, sondern zu beiden Seiten angebracht werden müssen und dass man auch die einander entgegenwirkenden Angriffspunkte so nahe als möglich zusammenzustellen habe, weil auf diese Weise die Belastung der Zapfen entweder ganz aufgehoben oder doch möglichst vermindert wird. Dieser Grundsatz wird bei allen grössern Anlagen von Spinn- und Webemaschinen beobachtet. Hieraus erklärt sich auch, warum eine Getreidemühle mit 2 Gängen, wenn diese an den entgegengesetzten Seiten des Hauptrades angebracht werden, mehr zu wirken im Stande sey, als wenn dieselben Gänge an eine Seite gestellt werden.

§. 65.

Wenn die Bewegung bei einem Maschinenwerke weit fortgepflanzt werden soll, wie es z. B. in Spinnfabriken der Fall ist, so kann man sich nicht leicht eines einzelnen Wellbaumes oder eines Schaftes bedienen; es wird daher nothwendig, zwei oder mehrere Wellen oder Schafte mitsammen zu verbinden. Diese Verbindungen werden Kuppelungen (*Couplings*) genannt, und es sind die vorzüglichsten Arten derselben, welche *Buchanan* zuerst umständlich beschrieben hat und die später in den Berliner Vorlegeblättern erschienen, auf der Tafel Nr. 77 zusammengestellt. Diese Kuppelungen lassen sich in zwei Klassen eintheilen, nämlich jene, die zwei Lager (*bearings*) haben oder wobei die Wellen an beiden Enden mit Zapfen (sogenannten Hälsen) und dazu gehörigen Lagern versehen sind, dann jene, die nur ein Lager haben oder wobei jede einzelne Welle in der ganzen Verbindung nur mit einem Halse, der sich in seinem Lager bewegt, versehen ist. Die erste Art erscheint auf der ersten Hälfte der Platte, Fig. 1 bis 9, die zweite Art auf der zweiten Hälfte Fig. 10 bis 18 dargestellt.

Die Kuppelungen mit zwei Lagern, welche vorzüglich gebraucht werden, sind:

Fig. 1. Tab. 77. Die Quadratkuppelung (*Square Coupling*) oder Kuppelung mit viereckiger Muffe, welche Fig. 1 im Querdurchschnitt, in der Seitenansicht und im Längendurchschnitt dargestellt ist. Bei dieser Kuppelung werden die Enden der zu verbindenden Wellen oder Schafte quadratisch zugearbeitet, und über beide eine eiserne Muffe (*coupling box*) mnop geschoben, welche durch den Schraubenbolzen gh mit einer Welle fest verbunden wird. An den abgedrehten Theilen a und b erfolgt die Bewegung der Wellen in ihren Lagern. Es leuchtet von selbst ein, dass, wenn eine Welle gedreht wird, die Bewegung mittelst der Muffe mnop auch der andern Welle mitgetheilt und ihre gleiche Drehung bewirkt werde. Eben so sieht man, dass die Bewegung einer Welle unabhängig von der andern gehemmt, oder eine Welle ausgehoben werden kann, wenn der Bolzen gh herausgenommen und die Muffe von o gegen a zurückgeschoben wird.

Man pflegt zuweilen auch den Querschnitten der Kuppelung oder den Enden der Welle die Form eines Parallelogrammes statt eines Quadrates zu geben, allein diess ist
Fig. 2. schwieriger auszuführen. Eben so pflegt man die Muffe, wie Fig. 2 zeigt, aus zwei Stücken zusammenzusetzen und mit 4 Schrauben zu verbinden, in welchem Falle sie nach Oeffnung der Schrauben zurückgeschoben werden kann. — Beide Arten dieser Kuppelungen fordern, dass die Achsen sämmtlicher mitsammen verbundener Wellen genau in einer geraden Linie liegen, und die angeschobenen Vierecke oder Muffen ebenfalls genau mit den quadratischen Enden der Wellen passen. Beides ist jedoch nur sehr schwer zu erreichen, und selbst bei neuen Wellen nützen sich die Zapfenlager ungleichförmig ab und die Gerüste, worauf sie befestigt sind, senken sich an einem Orte mehr als an dem andern. Demnach geschieht es, dass eine oder die andere Welle von ihrem Lager gehoben wird und eine ungleichförmige Bewegung entsteht. Desshalb wird diese Kuppelung bei grossen Maschinenwerken selten mehr gebraucht, allein bei der Verbindung kleiner Walzen, z. B. in den Mulespinnereien, wo eine viel genauere Arbeit vorhanden seyn muss, wird sie noch angewendet.

Fig. 3. Tab. 77. Die **runde Kuppelung** (*Round Coupling*) ist Fig. 3 dargestellt und besteht wie die quadratische aus einer Muffe, welche aber rund ausgebohrt und auf die zylindrisch abgedrehten Enden der Wellen aufgeschoben, daselbst aber durch zwei, unter rechtem Winkel gegen einander eingesetzte Schraubenbolzen, deren jeder durch eine Welle geht, in ihrer Lage festgehalten wird. Diese Kuppelung ist leichter auszuführen als die quadratische, allein da die ganze Spannung oder der Druck von dem verhältnissmässig schwachen Bolzen ausgehalten werden muss, so nützen sich in kurzer Zeit sowohl die Bolzen als die Löcher ab, und es geht die ursprünglich vorhandene Genauigkeit verloren. Aus dieser Ursache hat man diese Kuppelung, welche bei den Walzen der Baumwollspinnereien versucht wurde, bald wieder aufgegeben und die Quadratkuppelung, wobei der Druck auf einer grössern Fläche vertheilt ist, wieder eingeführt.

§. 66.

Fig. 4. Ist bei Kuppelungen keine Hülse oder Muffe vorhanden, so werden sie **Klauen** (*Clutches or Glands*) genannt. Fig. 4 enthält den Querdurchschnitt und die Seitenansicht einer solchen Kuppelung; an dem einen Ende der Welle ist das Kreuzstück oder die Krücke a a, am Ende der andern Welle aber die Gabel b b befestigt. Bei der Umdrehung legen sich nun die Enden der Gabel bei b b an die Krücke a a, und drehen die andere Welle mit herum. Diese Klauen sind ein sehr gutes Mittel, zwei Wellen mit doppelten Lagern zu verbinden und sie haben vor der quadratischen Kuppelung den Vorzug, dass der Angriffspunkt weiter von der Achse entfernt ist. Allein ihre Verfertigung fordert viele Genauigkeit und man hat nicht bloss darauf zu sehen, dass beide Arme fest an einander liegen, sondern dass auch die Achsen der Wellen nur eine gerade Linie bilden.

Fig. 5. Eine zweite Art Klauen ist Fig. 5 dargestellt; an jedem Ende der Welle ist nämlich eine gusseiserne Platte a b, c d von gleicher Grösse und Gestalt befestigt. Jede dieser Platten hat einen Einschnitt m n o p und einen Vorsprung A, welcher mit diesem Einschnitte korrespondirt, so dass der Zahn der einen Scheibe genau in den Einschnitt der andern Scheibe passt und somit die Verbindung der zwei Wellen bewirkt wird. Diese Art der Kuppelung ist einfach und dauerhaft; bei ihrer Verfertigung muss nebst den zylindrischen Theilen e, e für das Lager auch noch an jedem Ende einer Welle ein Zapfen abgedreht werden, an welchen sodann die gusseiserne Platte angeschoben wird. Man muss übrigens noch darauf sehen, dass die zwei Platten genau an einander liegen.

Fig. 6. Eine **Kuppelung mit doppelter Muffe** ist Fig. 6 dargestellt. Die Enden der Wellen sind abermals viereckig zugerichtet und es werden an dieselben zwei Muffen A und B angesteckt, deren jede mit einem Boden versehen ist, wie der Längendurchschnitt zeigt. An der äussern Seite jedes Bodens befindet sich ein länglichter Einschnitt oder Nuth, worin der Riegel oder Bolzen a b liegt, der bei a durch den Kopf und bei b durch eine Scheibe und Vorstecknagel in seiner Lage erhalten wird. Diese Kuppelung ist zusammengesetzter als die früher angeführte quadratische und hat dieselben Nachtheile wie jene.

Fig. 7. Die **Kniekuppelung** oder Kuppelung mit Gelenkstück (*Coupling-link*), welche von den Herren *Boulton* und *Watt* bei den tragbaren Dampfmaschinen gebraucht wurde,

Fig. 7. Tab. 77. ist Fig. 7 dargestellt. An dem Arme A des Schwungrades der Welle B befindet sich ein starker eiserner Bolzen oder Zapfen a und an dem Ende der zweiten Welle C, welche mit der ersten verbunden werden soll, ist der Arm oder das Knie b d befestigt, in welchem abermals ein starker Zapfen oder Bolzen c angebracht ist. Beide Bolzen a und c werden durch die Schiene oder das Gelenkstück a e verbunden, so dass bei der Umdrehung der Schwungradswelle B auch die Welle C bewegt wird. Diese Verbindung ist sehr einfach, dauerhaft und gewährt den Vortheil, dass die Bewegung der verbundenen Wellen noch immer gleichförmig erfolgt, wenn nur die Wellen B und C mit einander parallel sind, es mag übrigens die eine etwas höher oder niedriger, oder auch etwas seitwärts gegen die andere liegen. In einem jeden solchen Falle bewegt sich nämlich die Schiene a e während der Umdrehung, ohne irgend eine Torsion in den Wellen oder Zapfen zu bewirken.

Fig. 8. Die Verbindung zweier Wellen kann auch mittelst einer Scheibe, die zwischen den Wellen eingelegt wird, wie Fig. 8 darstellt, bewirkt werden. Die vordere Ansicht dieser Scheibe zeigt, dass sie auf einer Seite mit einer Ribbe a b und auf der andern Seite unter rechtem Winkel mit einer zweiten durch die punktirten Linien dargestellten Ribbe c d versehen ist. In beiden Wellen, welche am Ende einen gleichen Durchmesser wie die Scheibe haben, sind Einschnitte angebracht, in welche die Ribben genau passen.

Fig. 9. Endlich stellt Fig. 9 das sogenannte Universalgelenk (*Universal joint*) vor, welches von Dr. *Hook* in England erfunden und statt zweier konischer Räder oder überhaupt dann gebraucht werden kann, wenn die Wellen, welche mit einander verbunden werden sollen, nicht in einer geraden Linie liegen. Aus dem Querschnitte dieser Kuppelung ersieht man, dass die Enden der Wellen eine gabelförmige Gestalt a a, b b haben, und dass die Enden dieser Gabeln bei a, a und b, b mit Oeffnungen durchbohrt sind, in welche ein bewegliches Stück m n o p, das mit vier Zapfen versehen ist, in der Art eingesetzt wird, dass zwei Zapfen in der Gabel der ersten und die zwei andern Zapfen in der Gabel der andern Welle stecken. Die Zapfenlager der Wellen B und C sind bei d und e angebracht, allein es kann auch eines derselben entbehrt werden, da eine Welle schon von der Kuppelung getragen wird. Dieses Universalgelenk wird in dem angegebenen Falle, wo eine Winkelbewegung fortgepflanzt werden soll, mit vielem Vortheile gebraucht; wenn jedoch die Spannung der Welle sehr gross ist, so muss es sehr stark gemacht werden, um derselben widerstehen zu können.

§. 67.

Die zweite Art der Kuppelungen sind jene, bei denen jede Welle in der ganzen Verbindung nur eines Zapfens oder Halses, und folglich auch nur eines Zapfenlagers bedarf.

Bei den bereits beschriebenen Kuppelungen Fig. 1, 2 und 3 können die Unterstützungen durch Pfannen auf einer oder der andern Seite in jenem Falle ausbleiben, wenn die angeschobenen Muffen die hinreichende Länge haben und genau auf die Enden der zu verbindenden Wellen passen. Die vorzüglichsten andern Konstrukzionen dieser Art sind auf der zweiten Hälfte der 77ten Tafel dargestellt.

Bei der Kuppelung Fig. 10 wird das Ende a der Welle A so zugerichtet, dass es genau in eine Höhlung der zweiten, damit zu verbindenden Welle B passt. Diese Höhlung kann entweder viereckig oder oben und unten abgerundet seyn, wie die Querschnitte zeigen. Fig. 10. Tab. 77.

In der Fig. 11 dargestellten Kuppelung sind in dem stärkern Ende der Welle B halbzylinderförmige Vorsprünge m, n angebracht, welche in die durch punktirte Linien angezeigten Vertiefungen o, p der zweiten Welle A genau passen. In der Seitenansicht erscheinen beide Wellen in der Verbindung, im Längendurchschnitt aber auseinander genommen, und es leuchtet von selbst ein, dass man bei dieser Kuppelung wie bei der vorigen nur eines Lagers für jede Welle bedarf. Fig. 11.

Bei der Kuppelung mit Quadrantenzähnen, Fig. 12, sind die stärkern Wellenden nach Viertelkreisen ausgeschnitten, welche bei der Zusammenschiebung genau in einander passen. Der Querschnitt der Figur zeigt die zwei Vorsprünge einer Welle, welche mit den Einschnitten der andern Welle passen müssen; die Seitenansicht stellt die Wellen wie sie eingeschoben sind und die Längenansicht dieselben, in der auseinander genommenen Lage dar. Fig. 12.

Bei der Kuppelung Fig. 13 sind zwei Muffen vorhanden, deren jede, wie der Quer- und Längenschnitt zeigt, mit vier vorstehenden Zähnen a, a, a, a versehen ist, zwischen welchen sich wieder gleich grosse Vertiefungen befinden, welche die Zähne der andern Muffe aufnehmen. Ein gebohrtes Loch geht durch die Mitte jeder Muffe, um die abgedrehten Enden der Wellen B und C einlegen zu können. Zur Befestigung der Muffen an diesen abgedrehten Enden werden Nuthen, wovon jene m n in dem Längenschnitte sichtbar ist, zur Hälfte in das abgedrehte Ende und zur Hälfte in die Muffen eingearbeitet und durch den Stift o, wie der Querschnitt zeigt, die Verbindung mit der Welle B bewirkt. Auf gleiche Art wird die Welle C durch einen zweiten Stift, der aber hier nicht sichtbar ist, mit ihrer Muffe verbunden. Fig. 13.

Die Verbindung zweier Wellen kann auch durch eine viereckige Muffe, wie Fig. 14 zeigt, bewirkt werden. Es werden nämlich die Enden beider zu verbindenden Wellen B und C viereckig zugerichtet und noch mit Zapfen bei a und c versehen. Diese Zapfen passen genau in ein rundes Loch, welches in der Scheidewand m n der Muffe ausgebohrt ist, wodurch die bessere Haltung der Wellen bewirkt wird. Der durchgehende Schraubenbolzen g h verhindert, dass die Muffe sich von der Welle nicht zurückschieben könne. Fig. 14.

Sollen hölzerne Wellen mit einander verbunden werden, so bedient man sich des Kuppelzapfens Fig. 15. Er besteht aus zwei Blattzapfen B und C, welche in das Holz eingelassen, daselbst mit eisernen Ringen befestigt und allenfalls noch durch die Löcher a und b Schraubenbolzen zur bessern Festhaltung gesteckt werden. Bei m n sind die Theile mit in einander greifenden Quadrantenzähnen, wie bei der Kuppelung Fig. 12 versehen, und man kann um m n einen Ring von Schmiedeisen legen und durch die Stellschraube c anziehen, wie der beigefügte Querschnitt zeigt. Fig. 15.

Fig. 16. Tab. 77. Zur Verbindung leichter hölzerner Wellen kann man sich auch des Doppelzapfens, Fig. 16 bedienen, welcher nicht wie der vorige aus zwei Stücken zusammengesetzt, sondern bloss aus einem Stücke gegossen ist.

Fig. 17. Ferner stellt Fig. 17 die Verbindung der hölzernen Wellen C, D und E durch zwei solche Zapfen a und b vor. Hiebei sind c, c, c, c eiserne Ringe, und d, d, d, d die Schraubenbolzen, mittelst welcher die Wellen verbunden werden.

Fig. 18. Endlich stellt Fig. 18 eine lange Reihe gusseiserner liegender Wellen vor, deren jede nur ein Lager hat, und wobei mittelst konischer Räder andere vertikale Wellen bewegt werden, wie diess z. B. bei grossen Spinnereien der Fall ist.

§. 68.

Ausser den vorstehenden Kuppelungen gibt es noch mehrere Arten derselben, welche jedoch entweder mehr zusammengesetzt sind oder auch eine mindere Genauigkeit und Dauer, selbst bei ihrer guten Ausführung gewähren. Man findet solche Kuppelungen in dem Werke von *Buchanan* und andern englischen Schriften dargestellt. Im Allgemeinen ist hierüber Folgendes zu bemerken:

1stens. Eine Kuppelung ist desto dauerhafter, je grösser dieselbe gemacht wird, oder je weiter die Angriffs- oder Spannungspunkte beider zu verbindenden Wellen von der Achse entfernt sind. Auf einem entfernten Punkte von der Achse ist zwar die Geschwindigkeit grösser, allein in demselben Verhältniss auch die Spannung oder der Druck geringer; sind daher die Theile der Kuppelung grösser oder die beiderseitigen Angriffspunkte von der Achse entfernter, so wird der Druck auf diese Punkte auch kleiner, demnach die Dauer der Kuppelung vermehrt werden. Maschinen mit grossen Rädern haben, wie schon Seite 88 bemerkt wurde, einen Vorzug vor jenen mit kleinen Rädern und diess findet auch bei den Kuppelungen Statt.

2tens. Die Dauer der Kuppelungen wird grösstentheils auch von der Genauigkeit ihrer Ausführung bedingt. Wenn bei einer Quadratkuppelung die Hülsen oder Muffen nicht sehr genau ausgeführt werden, so findet der ganze Druck nur in den Ecken Statt; sind sie aber genau hergestellt, so wird bei der Bewegung der dritte oder vierte Theil und im besten Falle die Hälfte der Flächen auf jeder Seite in Berührung bleiben. Dass die Länge bei einer Quadratkuppelung nicht zu gering seyn dürfe und dass es für die Dauer der Kuppelung vortheilhaft sey, sie zu vermehren, leuchtet wohl von selbst ein.

3tens. Den Beobachtungen zufolge macht das Oehlen die Kuppelungen dauerhafter. Man hat bei den grössten Baumwollspinnereien in England beobachtet, dass Kuppelungen, welche sich früher sehr schnell abnützten, seit dem Gebrauche des Oehles ungleich länger dauerten. Auch bemerkte man, dass Quadratkuppelungen, welche sich in der Nähe der Zapfen oder sogenannten Hälse befanden, sich durch zufälliges Oehlen weit weniger abnützten.

4tens. Die Kuppelungen sollen bei einer langen Reihe liegender Wellen, die nur mit einem Lager versehen sind, immer möglichst nahe an den Lagern und Rädern wie Fig. 18, Tab. 77 angebracht werden, und es wäre eine unvortheilhafte Anordnung, wenn die Kuppelungen sich in der Mitte zwischen den Rädern bei A, A befinden würden.

5tens. Zur Bewirkung der gleichförmigen Bewegung bei einer langen Reihe gekuppelter Wellen ist die Anwendung eines Schwungrades häufig von grossem Nutzen. In der Nähe von *Glasgow* wurde, wie *Buchanan* erzählt, die Bewegung einer Dampfmaschine mittelst liegender Wellen auf 93 *Yards* (269 N. Oe. Fuss) Entfernung fortgepflanzt, allein wegen der Elastizität einer so langen Wellenreihe und wegen der Ungenauigkeit in der Zusammenfügung oder wegen des Spieles der Kuppelungen am entfernten Ende der Wellen entstand eine so unregelmässige Bewegung, dass man daselbst die beabsichtigte Betreibung eines Kalanders nicht bewirken konnte. Man verband daher nahe am Kalander ein Schwungrad mittelst Scheiben und Riemen mit der liegenden Welle und bewirkte durch diese einfache Vorrichtung eine vollkommen regelmässige Arbeit des Kalanders.

§. 69.

Da es auch bei diesem Gegenstande nothwendig wird, die Erfahrung zu Hilfe zu nehmen, so folgt hier nachstehende Tabelle, welche *Buchanan* über mehrere in England beobachtete Kuppelungen anführt.

Erfahrungen von *Buchanan* über die englischen Kuppelungen.

	Gattung der Kuppelung.	Widerstand in Pferdekräften	Umdrehungen in 1 Minute	Jahre in Arbeit	Seite des Quadrates	Länge der Muffen
					in Zollen	
1	Quadratkuppelung von Gusseisen mit einem Lager; sie war zunächst der Dampfmaschine angebracht, jeder Winkel des Quadrates war beiläufig um $^3/_4$ Zoll abgerieben. Das Quadrat hatte ursprünglich 5 Zoll zur Seite; die Muffe war 10 Zoll lang.	16	40	7	5	10
2	Dieselbe gusseiserne Quadratkuppelung an derselben Wellenreihe, jedoch weiter entfernt; alle Umstände waren bis auf den Widerstand dieselben. Einige Kuppelungen waren nicht merklich abgenützt, andere an den Winkeln um ungefähr $^3/_8$ Zoll abgerieben	6	40	7	5	10
3	Gusseiserne Kuppelung von derselben Art wie 1 und 2, das Quadrat ursprünglich von 6 Zoll und die Länge der Muffe 12 Zoll; nicht merklich abgenützt......	17	38	5	6	12
4	Gusseiserne Kuppelung, dieselbe Art, nicht merklich abgenützt........................	6	38	5	3	6
5	Schmiedeiserne Kuppelung von derselben Art, stark abgenützt	1	38	5	2	5
6	Gusseiserne Kuppelung von derselben Art, nicht abgenützt	12	50	8	$4^1/_2$	8
7	Gusseiserne Kuppelung, um $^1/_2$ Zoll abgerieben......	9	55	4	4	8
8	Gusseiserne Kuppelung, nicht merklich abgenützt...	12	50	7	4	6
9	Gusseiserne Kuppelung, nicht merklich abgenützt...	6	50	7	$3^1/_4$	5

Bayerische
Staatsbibliothek
München

Buchanan bemerkt über diese Kuppelungen, dass sie im Verhältniss der Spannung nicht dauerhaft gewesen zu seyn scheinen, welches theils in dem Unterschied der Ausführung, theils auch in den verschiedenen Graden der Härte des Metalls oder auch in einer zufälligen Oehlung liegen mag. Aus diesen Erfahrungen folgert nun *Buchanan*, dass eine gusseiserne Quadratkuppelung von 6 Zoll Stärke für 8 Pferdekräfte und 40 Umwälzungen in der Minute hinreichend sey. Wie hieraus die Stärke der Kuppelungen in einem andern gegebenen Falle berechnet werden könne, werden wir später zeigen.

§. 70.

Es ist häufig der Fall, dass mehrere Maschinen von einer Kraft z. B. von einer Dampfmaschine in Bewegung gesetzt werden, und dass es nach Maassgabe der vorzunehmenden Arbeiten erfordert wird, die eine oder andere Maschine zu bremsen oder anzuhalten (*set of* oder *put out of gear*), während die andern Maschinen im Gange bleiben. Auf gleiche Art muss man auch jede Maschine für sich allein in Bewegung setzen oder anlassen können (*set on* oder *put in gear*), während die übrigen Maschinen stille stehen. Bei andern Maschinenanlagen, z. B. bei den Spinnereien muss nicht bloss eine ganze Maschine, sondern auch ein Theil derselben angehalten oder in Bewegung gesetzt werden können. Die Vorrichtungen, welche zu diesem Zwecke dienen, werden Ein- und Ausrückungen genannt.

Bevor wir zur Beschreibung dieser Mechanismen übergehen, müssen wir auf die einer jeden Masse eigenthümliche Trägheit, von *Newton Vis inertiae* genannt, aufmerksam machen. Alle Körper haben nämlich das Bestreben, in ihrem Zustande zu verharren, demnach ihre angenommene Bewegung fortzusetzen oder auch in Ruhe zu verweilen. Hieraus folgt, dass man nur sehr schwer eine angefangene Bewegung augenblicklich hemmen könne und findet diess dennoch Statt, so wird es nur mit grossem Kraftaufwand geschehen und es werden Stösse entstehen, welche auf die Theile der Maschinen zerstörend einwirken. Dasselbe findet Statt, wenn man in einem Körper augenblicklich Bewegung hervorbringen will. Wir wissen aus Erfahrung, dass bei Rädern, welche plötzlich in Eingriff kommen, häufig ein Abbrechen der Zähne entsteht, wenn sich das eine Rad schnell bewegt und das andere eingerückt wird. Bringt man aber an der Achse beider Räder eine Rolle an, und schlingt um dieselbe einen Riemen oder Band, so wird, so bald dieser Riemen auch über die zweite Rolle geht, die Bewegung der einen Rolle nach und nach der andern mitgetheilt; der Riemen wird nämlich anfangs zwar über die zweite Rolle hinweggleiten, jedoch nach und nach durch seine Reibung eine Bewegung bewirken, bis endlich die Trägheit der zweiten Rolle und des damit verbundenen Rades ganz überwältigt ist und eine gleichförmige Bewegung entsteht. Die verschiedenen Ein- und Ausrückungen lassen sich daher in zwei Arten eintheilen: 1tens wenn die Bewegung mittelst Riemen, Bänder, Seile oder Schnüre fortgesetzt wird. 2tens wenn die Fortpflanzung der Bewegung durch Räderwerke Statt findet. Fig. 1 bis 6 Tab. 78 stellt die Mechanismen der ersten Art vor.

Fig. 1. Tab. 78. Fig. 1 stellt die Vorrichtung mit fester und loser Rolle oder Scheibe (*fast and loose pulley*) in der Seitenansicht vor. An der eisernen Welle AB sind zwei Rollen oder Scheiben C, D von Holz oder Eisen angebracht. Die erstere ist auf dem viereckigen Theile ef der Welle fest gemacht, dreht sich daher mit der Welle herum, und Fig. 1. Tab. 78. wird die feste oder auch lebendige Rolle genannt. Die zweite Rolle D hingegen ist inwendig mit einer rund ausgebohrten Büchse versehen, mittelst welcher sie sich auf dem runden Ende fg der Welle frei oder lose drehen kann; man nennt sie auch die todte Rolle oder Scheibe. Die Büchse ragt mit dem Theile hi vor der Rolle hervor und wird sammt der Rolle durch den an der Welle befestigten Ring ab angehalten. An der Hauptwelle des Maschinenwerkes, die z. B. durch die Dampfmaschine betrieben wird, ist eine Rolle mit umgeschlungenen Riemen ohne Ende angebracht, wodurch die Bewegung der festen Rolle C und demnach auch der Welle AB und der dadurch betriebenen Maschinerie mitgetheilt wird. Will man jedoch die Bewegung der Welle AB hemmen, so schiebt man mittelst eines Hebels oder auch bloss mit der Hand den Riemen von der Scheibe C auf D. Die letztere wird sich nun zwar fortbewegen, da sie jedoch auf der Achse fg lose läuft, so wird die Welle AB und die damit verbundene Maschine zur Ruhe kommen. Die Scheiben müssen an ihrem Umfange etwas gekrümmt werden, um das Ablaufen des Riemens zu verhindern; bedient man sich aber der Schnüre oder Seile, so müssen die Scheiben mit Nuthen wie Fig. 2 darstellt, versehen werden. — Diese Vorrichtung Fig. 2. ist die einfachste und für alle Fälle, wo sie sich anwenden lässt, die vollkommenste; sie wird in den *Mule*spinnereien allgemein angewendet.

Die gleitende Rolle (*sliding pulley*) ist Fig. 3 in der Seitenansicht dargestellt. Fig. 3. Sie besteht aus einer hölzernen oder eisernen Rolle oder Scheibe CD, welche zur Vermeidung des Abgleitens des Riemens mit Rändern a, a versehen ist. Diese Scheibe sitzt abermals nicht fest auf der Achse der Welle, sondern sie ist inwendig mit einem metallenen hohlen zylindrischen Ring versehen, mit welchem sie sich auf der Achse lose drehen kann. Durch die Rückstange bd, deren Umdrehungspunkt sich in c befindet und die Fig. 8 in der Seitenansicht dargestellt ist, kann die Scheibe CD auf der Welle etwas Fig. 8. hin- und hergeschoben werden. Diess geschieht mittelst des an der Scheibe befindlichen Ansatzes mnop, der an seinem Umfange mit einer Rinne oder Nuth versehen ist, in welche die Spitzen b, b der gabelförmigen Rückstange eingreifen. An der Welle ist in Fig. 3. fester Verbindung der Arm EF angebracht und bei E, F in der angezeigten Form mit Haken versehen. In der gezeichneten Lage wird der Riemen um CD, welcher von der Hauptwelle die Bewegung erhält, zwar die Scheibe CD fortwährend bewegen, weil jedoch diese Scheibe auf der Welle AB lose läuft, so wird dadurch keine Bewegung von AB erfolgen. Schiebt man jedoch mit der Rückstange bd die Scheibe CD gegen die mit der Welle AB fest verbundenen Haken E, F, so werden diese Haken in die Vertiefungen der Scheibe eingreifen und nun mittelst derselben die Welle AB bewegen. Der Stift c, um welchen sich die Rückstange bewegt, wird an einem Theile des Gestelles befestigt. — Die gleitende Rolle gehört zu den ältesten Vorrichtungen, mittelst welcher Maschinen in Bewegung gesetzt oder angehalten werden können; man brauchte desshalb diese Vorrichtung lange Zeit bei den Krämpelmaschinen der Baumwollspinnereien (*Cotton carding machines*). Weil jedoch bei dem Eingriffe der Zähne bei E und F eine bedeutende Erschütterung entsteht, so wird diese Vorrichtung nicht mehr so häufig wie früher Fig. 7, 15 und 16. gebraucht. — Ausrückhebel anderer Art sind in den Fig. 7, 15 und 16 dargestellt; bei denselben ist der Umdrehungspunkt oder der Stift c am Ende angebracht und b sind die

Fig. 15. Tab. 78. Zähne, welche in den Nuthen der Büchse liegen. Bei der Rückstange Fig. 15 ist nur ein Zahn angebracht, welcher verschiebbar und durch einen Schraubenbolzen mit der Rückstange verbunden ist, um den Angriff genauer stellen zu können.

Fig. 4. Bei der Vorrichtung Fig. 4 ist eine bewegliche Riemenscheibe und verschiebbare Muffe vorhanden, wie der Durchschnitt zeigt. Die Riemenscheibe bewegt sich auf dem runden Ende der Welle AB und wird bei B durch einen Ring angehalten. Die Büchsen ab, ab von Gusseisen oder Messing werden in der angezeigten Form zu beiden Seiten eingelegt und durch die Schraubenbolzen c, c festgehalten; die letztern sind mit den Köpfen d, d versehen. An dem viereckigen Theile ef der Welle ist eine Muffe EF angeschoben, welche mittelst einer Rückstange, die in die Nuth gg eingreift, gegen die Riemenscheibe gedrückt wird. Hiebei legen sich die Schraubenköpfe d, d gegen die Arme E, F der Muffe, wodurch die mittelst eines Riemens von der Hauptwelle aus bewegte Scheibe CD die Umdrehung der Arme E, F und mittelst derselben auch die Umdrehung der Welle bewirkt.

Fig. 5 und 6. Fig. 5 enthält den Durchschnitt und Fig. 6 die vordere Ansicht eines ähnlichen Mechanismus. An dem viereckigen Theile der Welle AB sitzt abermals das Kuppelungsstück cd fest, welches bei c und d mit Haken versehen ist, die sich in der Vertiefung der Riemenscheibe CD bewegen. Diese Scheibe oder Rolle lauft abermals in einer Büchse frei oder lose um den rund abgedrehten Theil der Welle AB. An der vordern Fläche der Scheibe ist eine Platte mnop mit Holzschrauben befestigt, wobei der Riegel ab sich in einer Nuth hin- und herbewegen kann. Dieser Riegel ist mit einem Stifte bei e versehen und kann durch den Winkelhebel efg, der bei e eine länglichte Oeffnung hat, auf- und abgeschoben werden. In der dargestellten Lage stosst der Haken c an den Riegel bei b an, und es wird durch die Umdrehung der Riemenscheibe zugleich auch die Welle bewegt. Im Gegentheile darf man zur Ausrückung des Mechanismus nur an den Winkelhebel efg bei g mit der Hand anstossen, oder daselbst einen Widerstand anbringen, so wird der Stift bei e und der Riegel ab gehoben, sonach die Ausrückung zwischen b und c und der Stillstand der Welle AB bewirkt. — Dieser Mechanismus wird in England Hakenrolle (*Lock pulley*) genannt, er ist etwas zusammengesetzter als die vorigen Konstrukzionen und daher weniger im Gebrauche.

§. 71.

Die zweite Art Ein- und Ausrückungen sind jene, wodurch nicht bloss Maschinen oder Maschinentheile verbunden und getrennt werden können, sondern wobei auch eine Nachgebung in der Bewegung eintritt. Sobald nämlich der Widerstand bei dem Eingriffe bedeutend ist, oder während der Bewegung einer Maschine durch zufällige Umstände ein grösserer Widerstand entsteht, wodurch ein Zerbrechen der Maschinentheile möglich wird, muss die Kuppelung von der Art seyn, um etwas nachzugeben oder die Bewegung zu vermindern und zuletzt zu hemmen. Dasselbe tritt, wie wir bereits im vorigen §. bemerkten, dann ein, wenn eine bedeutendere Maschinerie in Gang gesetzt werden soll, die folglich wegen ihrer Trägheit auch nur nach und nach in Bewegung gesetzt werden darf. Das Mittel wodurch die sukzessive Bewegung oder eine nachgebende Verbindung der Maschinentheile bewirkt wird, ist die Reibung, die sonach bei den folgenden Mechanismen Fig. 9 bis 14 besonders hervorgebracht werden muss.

Fig. 9 und 10. Tab. 78.

Fig. 9 enthält die Seitenansicht und Fig. 10 die vordere Ansicht eines Mechanismus, welcher von den Engländern Frikzionsklaue (*Friction Clutch*) genannt wird. An der Welle A ist eine Krücke CD befestigt, welche letztere beiderseits mit Einschnitten versehen ist, um die Gabel mnop aufzunehmen. Die Gabel steckt mit der Hülse gh an dem runden Theile der Welle A und kann auf demselben mittelst der Rückstange, welche in gh eingreift, zurückgeschoben werden. An der zweiten Welle B ist eine gusseiserne Scheibe EF fest angebracht, deren Umfang ausgehöhlt oder vertieft ist, um den schmiedeisernen Ring ab, welcher aus 2 Hälften besteht und bei a und b mit Schrauben verbunden ist, aufzunehmen. In der dargestellten Fig. 9 und 10 erscheinen beide Wellen im Eingriffe; wird aber die Gabel mnop mittelst der Rückstange bei gh zurückgeschoben, so hört die gemeinschaftliche Bewegung auf. Wenn jedoch, im Falle die Bewegung der Welle B durch A erfolgt, der Widerstand von B durch irgend eine Veranlassung bedeutend vermehrt wird, so vermindert die Welle B ihre angenommene Bewegung oder bleibt zuletzt ganz stehen, während der Ring ab sich auf der Scheibe EF noch immer fort bewegt, sonach von der Welle A nur noch die geringere Reibung zwischen diesem Ringe und der Scheibe überwältigt wird. Uibrigens kann der schmiedeiserne Ring ab auf ähnliche Art wie Fig. 24 geformt, jedoch bloss an einem Ende mit Schraubenbolzen verbunden werden und man kann die Reibung durch Anziehen oder Nachlassen der Schraubenbolzen vermehren oder vermindern. Man kann auch die Krücke CD ersparen, wenn die Gabel mnop und die Hülse gh auf einem viereckigen Theile der Welle A aufsitzen, und auf demselben mittelst der Rückstange hin und her geschoben werden. — Dieser äusserst sinnreiche Mechanismus wird bei den grössten Maschinerien mit vielem Vortheile angewendet. Bei den Einrückungen Fig. 1 bis 5 entsteht immer ein Stoss, welcher nach Maassgabe des Widerstandes der Maschine und der Geschwindigkeit der Bewegung auch grösser wird und in vielen Fällen bedeutende und nachtheilige Erschütterungen und später Beschädigungen der Maschine bewirken kann. Dagegen wird bei dem angegebenen Mechanismus die Bewegung einer solchen schweren Maschinerie nur nach und nach bewirkt, demnach auch eine jede nachtheilige Einwirkung vermieden. Wenn überdiess zufällige Umstände eintreten, z. B. die Kleider einer Person vom Räderwerke ergriffen werden, so verschieben sich die schmiedeisernen Ringe ebenfalls auf der Trommel und der Gang der betreffenden Maschine wird gehemmt, während die übrigen in der Mühle oder Spinnerei betriebenen Maschinen ihre Bewegung fortsetzen. Kommt irgend etwas zwischen die Zähne des Räderwerkes, so bleibt dasselbe stehen, während sich der Ring auf der Trommel verschiebt. Diese und ähnliche Vorrichtungen beugen daher auch den Beschädigungen der Maschinen vor. Fig. 24.

Fig. 11 und 12.

Fig. 11 und 12 enthält die Seiten- und vordere Ansicht einer ähnlichen nachgebenden Kuppelung eines gezahnten Triebrades CD mit einer Welle B. Die Bewegung geht hier von dem Triebrade CD aus, welches auf der rund abgedrehten Welle A aufgesteckt und an derselben durch einen Ring und Stift o festgehalten wird; an dem Triebrade sind Zapfen d, d angeschraubt. An der viereckigen Welle B, welche die Bewegung von dem Triebrade empfängt, ist eine Muffe EF angebracht, welche mit-

Fig. 11 und 12. Tab. 78. telst der, in gh eingelegten Rückstange hin und her geschoben werden kann. Der schmiedeiserne Schraubenring ba sitzt auf der Muffe durch Reibung fest, gibt jedoch, wenn der Widerstand zu gross wird, ebenfalls nach. In dem dargestellten Falle Fig. 11 und 12 legen sich die Zapfen d, d an den Ring ba an, es wird sonach durch das Triebrad CD die Welle B in Bewegung gesetzt; so wie jedoch der Widerstand von Seite dieser Welle zu sehr wächst, wird die Reibung überwältigt, der Ring ba verschiebt sich auf der Muffe EF und die Welle B kommt zum Stillstand.

Eine andere **Kuppelung mittelst zweier reibender Scheiben** ist Fig. 13. Fig. 13 dargestellt; auf der Welle AB sitzt die Scheibe CD fest und EF lose; um die letztere wird bei GH ein Riemen geschlungen, wodurch die Umdrehung derselben auf der rund abgedrehten Welle erfolgt. Wird der Hebel abc bei c angezogen, so wird die Büchse bei b und somit die Scheibe EF gegen jene CD gedrückt, wodurch die letztere ebenfalls sammt der Welle AB in Bewegung gesetzt wird. Wie jedoch der Widerstand bedeutend wächst oder der Druck von Seite des Hebels nachlässt, hört die mitgetheilte Bewegung auf, und die Welle AB kommt zur Ruhe.

Eine **nachgebende Kupppelung mittelst zweier Frikzionskegel** Fig. 14. (*Friction cones*) ist Fig. 14 im Durchschnitte dargestellt; sie lässt sich sowohl bei liegenden als bei stehenden Wellen anwenden. An der untern Welle A ist ein konischer Aufsatz CD von der angezeigten Form befestigt. Die obere Welle B steht mit dem Zapfen a in der untern Welle, und an ihrem viereckigen Theile befindet sich gleichfalls ein konischer Aufsatz oder Muffe EF, welche durch die in gh eingelegte Rückstange eingeschoben oder ausgerückt wird. Wenn beide Kegel in einander passen, so wird die Reibung, die zwischen ihren Flächen entsteht, hinreichend seyn, um die Bewegung einer Welle der andern mitzutheilen, jedoch auch bei zu grossem Widerstande nachzugeben. Uibrigens sieht man leicht, dass die Reibung an den Flächen dieser Kegel durch Vergrösserung des Durchmessers und des Gewichtes des Aufsatzes EF hinlänglich vermehrt werden kann, und dass man denselben Zweck bei horizontalen Wellen durch Hebel und Gewichte bewirken könne.

Fig. 17. Haben eiserne Wellen A und B einen bedeutenden Widerstand zu überwältigen, so bedient man sich zu ihrer Kuppelung **zweier mit schrägen Zähnen versehener Scheiben**, welche zugleich den Vortheil gewähren, dass bei einer zufällig entstandenen rückgängigen Bewegung einer Welle der Stillstand der andern erfolgt. Die Welle A, welche sich in dem Zapfenlager a bewegt, ist an ihrem Ende in fester Verbindung mit einer Kuppelscheibe CD, an deren vordern Fläche 12 schräge Zähne, wie die Ansicht Fig. 18. Fig. 18 zeigt, angegossen sind. Die zweite Welle B dreht sich in dem Lager bei b, ist mit einer gleich geformten Scheibe EF, deren Zähne in jene der andern Scheibe eingreifen, ebenfalls versehen, jedoch lässt sich diese Scheibe auf dem viereckigen Theile der Welle mittelst der bei gh eingelegten Rückstange in den Eingriff bringen oder auslösen. Wird nun die Welle A von der Betriebskraft bewegt und EF eingeschoben, so erfolgt die gemeinschaftliche Bewegung, indem die Hervorragungen der Zähne von CD sich in die Vertiefungen von EF einlegen; wenn aber die Welle A eine rückgängige Bewegung erhält, greifen die Zähne nicht mehr in einander und es bleibt die Welle B stehen.

Fig. 19 bis 22. Tab. 78.

In Fig. 19 bis 22 ist eine zweite Kuppelung für stehende Wellen mit zwei beweglichen Armen dargestellt, welche die Eigenschaft hat, dass die bewegte Welle ebenfalls stille steht, wenn die zweite Triebswelle aus irgend einer Veranlassung eine rückgängige Bewegung annimmt. Die obere sechseckige hohle Welle B steht, wie in Fig. 14, mittelst eines Zapfens in einer Vertiefung der untern ebenfalls sechseckigen, hohlen Welle A. An der obern Welle sind zwei bewegliche Stücke oder Arme ab, cd mittelst der Schraubenbolzen e, f angebracht, welche sich an den Hervorragungen der mit der obern Welle fest verbundenen, Fig. 22 in der obern Ansicht dargestellten Platte mn anlegen und an ihrem untern Ende mit den entgegengesetzten Hervorragungen der Platte op, welche wieder mit der untern Welle fest verbunden ist, zusammentreffen. In der gezeichneten Lage wird die gemeinschaftliche Bewegung beider Wellen in der Richtung von o nach n und p Statt finden können, wenn aber eine rückwärtige Bewegung eintritt, so finden die beweglichen Stücke ab und cd keinen Widerstand und die zweite Welle hört auf sich zu bewegen.

Fig. 23.

Endlich stellt Fig. 23 einen Mechanismus dar, welcher gewöhnlich bei der Bewegung der Spillen einer Spinnmaschine gebraucht wird. AB ist eine stehende Welle, auf welcher die Scheibe CD festsitzt, die durch eine Schnur ohne Ende von der Betriebswelle der Spinnerei bewegt wird. Um die Trommel EF, welche auf dem Ansatze GH ruht und sich lose auf der Welle bewegt, werden mehrere Schnüre zur Bewegung der Spinnspillen geschlungen. In der gezeichneten Lage bleibt die Trommel EF in Ruhe, während dessen sich die Welle AB bewegt. Lässt man aber die Gabel aghi mittelst einer Rückstange bei gh herab, so werden ihre untern Spitzen a und i mit den Zähnen m, n der Trommel zusammentreffen und die Bewegung der letztern sammt der um sie geschlungenen Schnüre bewirken; wie jedoch die Gabel durch die Rückstange bei gh ausgehoben wird, so dreht sich dieselbe zwar noch mit der Scheibe CD, durch welche sie gesteckt ist, gemeinschaftlich herum, es bleibt aber die Trommel EF in Ruhe. Übrigens dient der hervorstehende Rand op an der Trommel, um das Herabgleiten der Schnüre, wenn sie schlapp geworden sind, zu vermeiden. Diese Vorrichtung wird in den Baumwollspinnereien noch häufig gebraucht; die Gabel aghi wird in England das Bajonet (*the Bayonet*) und nach derselben auch der ganze Mechanismus so genannt. Bei der Rückstange pflegt man einen Sperrhaken oder Fang anzubringen, damit sie während der Hemmung der Bewegung fortwährend in der gehobenen Lage bleibt, wie sie aber vom Arbeiter aus dem Fange herausgenommen wird, sogleich die gemeinschaftliche Bewegung eintritt.

Bei den vorstehenden Mechanismen sind durchaus eigene Kuppelungsstücke vorhanden, wodurch die Ein- und Ausrückung der Maschinen oder Maschinentheile bewirkt wird. Inzwischen gibt es manchmal Fälle, wo Räder an ihrer Oberfläche oder mittelst der Zähne unmittelbar in Eingriff gesetzt werden müssen. Dass in einem solchen Falle leicht ein Abbrechen der Zähne erfolgen könne, haben wir bereits früher bemerkt; es pflegen daher auch Baumwollspinner oder andere Arbeiter ein Rad früher mit der Hand in Bewegung zu setzen und auf diese Art seine Trägheit zu vermindern, bevor es in Eingriff kommt.

Fig. 25. Tab. 78. In Fig. 25 ist ein Mechanismus dargestellt, wodurch zwei Räder ein- und ausgerückt werden können. Hiebei wird das untere Rad durch die Betriebskraft bewegt; das Zapfenlager des obern Rades ruht aber auf einem hinreichend starken Hebel a b, welcher in a seinen Umdrehungspunkt hat und in b auf einem zweiten Hebel c d aufliegt. Wird nun bei d mit der Hand herabgedrückt, so hebt man den Hebel a b und das obere Rad tritt sonach aus dem Eingriffe und umgekehrt. Diese Vorrichtung ist zwar häufig im Gebrauche, allein bei dem Einheben der Räder treten bedeutende Stösse ein, vorzüglich wenn das untere Rad schnell herumgeht.

Fig. 26. Wenn der Widerstand, welchen Räder zu überwältigen haben, nicht bedeutend ist, so pflegt man sie von aderigem Holze ohne Zähne, wie Fig. 26 darstellt, auszuführen. Solche Räder bewegen sich dann bloss mittelst der Reibung auf einander, indem eines derselben durch eine Betriebskraft in Gang gebracht wird; die Bewegung erfolgt hiebei immer sehr sanft und ohne Geräusch. Die Ein- und Ausrückung dieser Räder erfolgt mittelst des vorbeschriebenen Mechanismus oder auf eine andere ähnliche Art.

§. 72.

Am Schlusse dieses Gegenstandes haben wir noch die Regeln anzugeben, nach welchen die Stärke der Zapfen und Wellen bestimmt wird, wenn selbe entweder bloss einen Druck auszuhalten haben, oder zugleich auch der Drehung (Torsion) gehörigen Widerstand leisten sollen. Ist eine Welle nicht bloss an den Enden, sondern auch an einem oder mehreren Punkten ihrer Länge durch ein Lager unterstützt, so pflegt man jenen Theil dieser Welle, welcher in dem Lager ruht, einen Hals oder Schläth (*journal*) zu nennen. Diess ist z. B. der Theil a oder b bei der Fig. 17, Tab. 77 dargestellten Verbindung mehrerer Wellen. Ist an einem solchen Halse eine Belastung z. B. ein Schwungrad vorhanden, so muss er hinreichend stark seyn, um nicht abzubrechen; er muss aber auch so stark gemacht werden, um der Abdrehung oder Torsion hinlänglich zu widerstehen.

Im I. Bande unseres Werkes haben wir Seite 376 für den Torsionswiderstand zylindrischer Wellen die Proporzion $B.P : b.p = \frac{G.D^4}{L} : \frac{g.d^4}{l} = \frac{G.D^3}{L}.D : \frac{g.d^3}{l}.d$ aufgestellt, wo P, p die Kräfte welche auf der Entfernung B, b einwirken, D, d die Durchmesser der Wellen, L, l ihre Längen und G, g die Anzahl Grade bezeichnen, um welche die Wellen ihrer Länge nach gedreht werden. Bei dieser Proporzion wurde die vollkommene Elastizität der Wellen vorausgesetzt, oder angenommen, dass dieselben sich bei Einwirkung der Kraft zwar um einen kleinen Winkel drehen, jedoch beim Aufhören dieser Einwirkung sogleich wieder ihre vorige Lage annehmen, demnach keine bleibende Drehung eintritt. Nun sind $\frac{G.D^3}{L}$ und $\frac{g.d^3}{l}$ die auf der Oberfläche der Zapfen oder Hälse vorhandenen Widerstände und D, d ihre Durchmesser. Statt der statischen Momente B.P und b.p kann man auch die Bewegungsmomente P.V und p.v, und statt dem Verhältniss D : d die Geschwindigkeiten C : c am Umfange der Zapfen setzen, und es ist $P.V : p.v = \frac{G}{L}.D^3.C : \frac{g}{l}.d^3.c$; da aber die Geschwindigkeiten C, c der Anzahl der Umdrehungen in gleichen Zeiten proporzional sind, so ist $P.V : p.v = \frac{G}{L}\cdot D^3.R : \frac{g}{l}\cdot d^3.r$. Nun ist $P.V = 4.100\,N$ und $p.v = 4.100\,n$, ferner können wir annehmen, dass die Drehung im Verhältnisse der Länge bei zwei gleich starken, oder vom Bruche gleich weit entfernten Zapfen, gleich viel beträgt; es ist daher $N : n = D^3.R : d^3.r$, oder es verhält sich die Anzahl der Pferdekräfte, für welche ein Zapfen die hinreichende Stärke besitzt, wie die Würfel der Durchmesser multiplizirt mit der Anzahl der Umdrehungen in einer bestimmten Zeit. Die obige Proporzion gibt $D = \sqrt[3]{\frac{d^3.r}{n}\cdot\frac{N}{R}} = \sqrt[3]{\mu'\cdot\frac{N}{R}}$; man erhält daher den Durchmesser D eines Zapfens oder eines Halses, wenn man die Anzahl der Pferdekräfte, welche auf ihn wirken, durch die Anzahl der Umdrehungen dividirt, mit einem beständigen aus der Erfahrung abgeleiteten Faktor μ' multiplizirt und daraus die Kubikwurzel zieht. Diese Formel ist dieselbe, welche *Buchanan* in seinem Werke anführt; er gibt zugleich folgende Tabelle über die Stärke der Hälse bei den englischen Mühlenwerken an.

Nr.	Anzahl der Pferdekräfte N	Umdrehungen in einer Minute R	Berechneter Durchmesser $D = \sqrt[3]{420\cdot\frac{N}{R}}$	Wirklicher Durchmesser
			engl. Zolle.	
1	32	58	6,14	7,5
2	32	19	8,91	9,5
3	50	50	7,49	7,5
4	12	48	4,72	4,0
5	9	55	4,10	4,0

Alle diese Hälse hatten noch die Last eines Schwungrades zu tragen, wenn also die Masse desselben am Umfange nicht gleichförmig vertheilt war, so verursachte die Schwungkraft offenbar noch einen besondern Druck auf den Wellzapfen oder Hals. Ist ein solcher Hals mit einem Wasserrade unmittelbar verbunden, so wird er eine geringere Spannung als bei der Verbindung mit einer Dampfmaschine wegen der gleichförmigern Bewegung des erstern erleiden, demnach auch etwas schwächer seyn können. *Buchanan* nimmt daher für den Koeffizienten μ' folgende Werthe an:

1tens. Bei Hälsen, welche das Schwungrad einer Dampfmaschine tragen, im Falle die Kraft mässig ist, $\mu' = 400$.

2tens. Bei Hälsen, welche in unmittelbarer Verbindung mit Wasserrädern oder einem andern langsam gehenden Maschinenwerke sind, $\mu' = 200$.

3tens. Bei Hälsen, die bei der gewöhnlichen Art des innern Maschinen- oder Gehwerkes vorkommen $\mu' = 100$.

Um den Koeffizienten μ' auf N. Oe. Maass zu reduziren, haben wir schon Seite 81 bemerkt, dass *Buchanan* das Bewegungsmoment eines Pferdes $= 740$ im englischen Maass setzt, welches $740 \,.\, 0{,}8099 \,.\, 0{,}9642 = 578$ im N. Oe. Maass gibt; demnach ist in der obigen Formel statt n die Zahl $\frac{n \,.\, 578}{400}$ zu setzen. Auf gleiche Art sind d engl. Fuss $= d \,.\, 0{,}9642$ N. Oe. Fuss, demnach $\mu' = (d \,.\, 0{,}9642)^3 \cdot \frac{r \,.\, 400}{n \,.\, 578} = 0{,}6203 \cdot \frac{d^3 \,.\, r}{n}$. In dem obigen ersten Falle, wo $\mu' = 400$ im englischen Maasse ist, haben wir daher $\mu' = 0{,}6203 \,.\, 400 = 248$ im N. Oe. Maass, im zweiten Falle $\mu' = 124$ und im dritten Falle $\mu' = 62$.

Beispiel. Es sey die Anzahl Pferdekräfte eines Wasserrades, wodurch eine Spinnerei betrieben wird, $N = 20$; wie stark muss der Durchmesser eines Halses der Hauptwelle oder des Schaftes seyn, welcher 25 Umdrehungen in einer Minute macht.

Dieser ist $D = \sqrt[3]{124 \cdot \frac{20}{25}} = 4{,}63$ N. Oe. Zoll. An einem andern Orte wird bei dem innern Maschinen- oder Gehwerke dieser Spinnerei, wo eine Anzahl von 40 Umdrehungen in der Minute Statt findet, der Durchmesser eines Halses $= \sqrt[3]{62 \cdot \frac{20}{40}} = 3{,}14$ N. Oe. Zoll seyn müssen.

§. 73.

Die Stärke der Wellen und Schafte lässt sich auch aus ihrer Biegung berechnen. Bereits im I. Bande unseres Werkes haben wir bei der Abhandlung über die Festigkeit eine Reihe eigener Versuche über die Biegung der gebräuchlichsten Holzarten, des Guss- und Schmiedeeisens angeführt und dieselben mit Versuchen anderer Physiker verglichen. Wir haben daselbst §. 326 nach *Tredgold* die Biegung gusseiserner Stangen oder Barren, welche zur Tragung von Mauern oder andern Lasten verwendet werden, mit ein vierzigstel Zoll auf einen Fuss Länge oder mit 1 : 480, zwischen beiden Auflagen gemessen, angenommen. *Tredgold* gibt in seinem Werke über die Stärke des Gusseisens §. 256 an, dass man bei Schaften die Biegung nur mit ein hundertel Zoll auf jeden Fuss Länge oder mit 1:1200 anzunehmen habe, er stellt demnach die Formel $G = 426 \cdot \frac{B \,.\, H^3}{L^2}$ für diesen Fall auf. Um diese Formel in N. Oe. Maass und Gewicht zu reduziren, bemerken wir, dass der Koeffizient $\mu = 426$ aus dem Produkte $\frac{g \,.\, l^2}{b \,.\, h^3}$ entstanden sey; wir müssen daher im Zähler mit der Verhältnisszahl des englischen zum N. Oe. Gewichte und im Nenner mit dem Quadrate der Verhältnisszahl des englischen zum N. Oe. Maasse multipliziren; da endlich in der Formel von *Tredgold* l in Fussen, b und h in Zollen, bei uns aber alle Dimensionen in Zollen substituirt werden, so muss man auch noch l zu Zollen machen und daher l^2 mit 144 multipliziren. Hierdurch erhalten wir die Gleichung

$G = 426 \cdot \frac{0{,}8099 \,.\, 144}{(0{,}9642)^2} \cdot \frac{B \,.\, H^3}{L^2} = 426 \,.\, 125{,}447 \cdot \frac{B \,.\, H^3}{L^2} = 53440 \cdot \frac{B \,.\, H^3}{L^2}$. Nehmen wir aber den aus unsern Versuchen §. 327 gefundenen Werth des Biegungskoeffizienten mit 94741 an, so erhalten wir die Gleichung $G = 94741 \cdot \frac{480}{1200} \cdot \frac{B.H^3}{L^2} = 37896 \cdot \frac{B.H^3}{L^2}$. Dieser Werth ist beiläufig $^2/_7$ kleiner als der obige von *Tredgold*, weil das englische Gusseisen, wie schon bemerkt wurde, 2 mal umgeschmolzen, dagegen die hier Landes gegossenen Schafte gewöhnlich aus der ersten Schmelzung vom Hochofen erhalten werden. Sind die Schafte zylindrisch und massiv, so ist nach §. 307, Band I. das Tragungsvermögen $^{33}/_{56}$ eines Quadrates, dessen Seiten dem Durchmesser des Zylinders gleich kommen, demnach $G = {}^{33}/_{56} \cdot 37896 \cdot \frac{D^4}{L^2} = 22332 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Nach dieser Formel können nun alle hierher gehörigen Beispiele berechnet werden.

§. 74.

Beispiel. Soll eine zylindrische Welle bloss ihr eigenes Gewicht tragen, welches nach §. 333, I. Band mit $^5/_8$ in ihrer Mitte wirkend anzunehmen ist, so haben wir, wenn die spezifische Schwere des Gusseisens mit 7,207 angenommen und alle Dimensionen in Zollen substituirt werden, $22332 \cdot \frac{D^4}{L^2} = {}^5/_8 . 3,1416 \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \cdot \frac{7,207 . 56,4}{1728} = {}^5/_8 . 0,185 . D^2 . L$, woraus $D = 0,00228 \sqrt{L^3}$.

Wenn dagegen die zylindrische Welle nebst ihrem eigenen Gewichte, in der Mitte ihrer Länge mit einer Last beschwert ist, welche ihrem n fachen ganzen Gewichte gleich kommt, so ist $22332 \cdot \frac{D^4}{L^2} = {}^5/_8 . 0,185\, D^2 . L + n . 0,185\, D^2 . L$, woraus $D = 0,00288 \sqrt{({}^5/_8 + n)\, L^3}$.

Nach diesen Gleichungen ist nachstehende Tabelle berechnet worden, worin in der ersten Kolumne die Länge in N. Oe. Fussen und in der zweiten der Durchmesser in N. Oe. Zollen für den Fall angegeben ist, wo die Welle bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; in der dritten Kolumne sind die Durchmesser für den Fall berechnet, wo $n = 1$ oder die Welle nebst ihrem eigenen Gewichte noch eine Last in ihrer Mitte zu tragen hat, die dem ganzen eigenen Gewichte der Welle gleich kommt; in den folgenden Kolumnen sind diese Werthe für $n = 2$, $n = 3$, $n = 4 \ldots$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte **hohl**, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^6/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\, 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2$, woraus $D = 0{,}00247 \sqrt{(^5/_8 + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für n = 0		Für n = 3		Für n = 5		Für n = 7		Für n = 9	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R}$. *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion $\frac{240 \cdot (0{,}9642)^3 \cdot 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 \cdot R}{149}$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte **hohl**, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^6/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\, 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2$, woraus $D = 0{,}00247 \sqrt{(^5/_8 + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für n = 0		Für n = 3		Für n = 5		Für n = 7		Für n = 9	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R} \cdot$ *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Redukzion $\frac{240 \,.\, (0{,}9642)^3 \,.\, 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 \,.\, R}{149}$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200$^{\text{ten}}$ Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte hohl, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^6/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\, 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2$, woraus $D = 0{,}00247 \sqrt{(^5/_8 + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für n = 0		Für n = 3		Für n = 5		Für n = 7		Für n = 9	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R} \cdot$ *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion $\frac{240 . (0{,}9642)^3 . 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 . R}{149}$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200^{ten} Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte **hohl**, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^6/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\, 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2$, woraus $D = 0{,}00247 \sqrt{(^5/_8 + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für n = 0		Für n = 3		Für n = 5		Für n = 7		Für n = 9	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,63	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R} \cdot$ *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion $\frac{240 \,.\, (0{,}9642)^3 \,.\, 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 \,.\, R}{149}$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200^{ten} Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte hohl, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^6/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist

$$19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\, 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2, \text{ woraus}$$

$D = 0{,}00247 \sqrt{(^5/_8 + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für n = 0		Für n = 3		Für n = 5		Für n = 7		Für n = 9	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R} \cdot$ *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion $\frac{240 \,.\, (0{,}9642)^3 \,.\, 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 \,.\, R}{149}$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte hohl, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^6/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\,0{,}185\,L\left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\,0{,}11840 . L . D^2$, woraus $D = 0{,}00247\sqrt{(^5/_8 + n)\,L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für n = 0		Für n = 3		Für n = 5		Für n = 7		Für n = 9	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R}$. ***Buchanan*** **setzt** $\mu' = 240$, **wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion** $\frac{240 \,.\, (0{,}9642)^3 \,.\, 400}{578} = 149$ **erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung** $N = \frac{D^3 \,.\, R}{149}$ **berechnet.**

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte **hohl**, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $\frac{6}{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (\frac{5}{8} + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (\frac{5}{8} + n)\, 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2$, woraus $D = 0{,}00247 \sqrt{(\frac{5}{8} + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für $n=0$		Für $n=3$		Für $n=5$		Für $n=7$		Für $n=9$	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,53	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R} \cdot$ *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion $\frac{240 \,.\, (0{,}9642)^3 \,.\, 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 \,.\, R}{149}$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200^ten^ Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte **hohl**, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^6/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\, 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2$, woraus $D = 0{,}00247 \sqrt{(^5/_8 + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für n = 0		Für n = 3		Für n = 5		Für n = 7		Für n = 9	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R} \cdot$ *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion $\frac{240 \,.\, (0{,}9642)^3 \,.\, 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 \,.\, R}{149}$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200^ten^ Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte **hohl**, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^6/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\, 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2$, woraus $D = 0{,}00247 \sqrt{(^5/_8 + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für $n = 0$		Für $n = 3$		Für $n = 5$		Für $n = 7$		Für $n = 9$	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R}$. *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion $\frac{240 \,.\, (0{,}9642)^3 \,.\, 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 \,.\, R}{149}$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200^{ten} Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte **hohl**, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^{6}/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\; 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2$, woraus $D = 0{,}00247 \sqrt{(^5/_8 + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200^{ten} Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für n = 0		Für n = 3		Für n = 5		Für n = 7		Für n = 9	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R}$. *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion $\frac{240 \,.\, (0{,}9642)^3 \,.\, 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 \,.\, R}{149}$ berechnet.

Tabelle für die Stärke massiver gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200^ten Theil ihrer Länge beträgt.

Länge der Welle.	Die Welle trägt bloss ihr eigenes Gewicht.	Nebst dem eigenen Gewichte trägt die Welle eine Last in ihrer Mitte, welche dem			
		1 fachen	2 fachen	3 fachen	4 fachen
		eigenen Gewichte gleich kommt.			
N. Oe. Fusse	Durchmesser in N. Oe. Zollen.				
2	0,27	0,43	0,55	0,64	0,73
4	0,76	1,22	1,55	1,82	2,06
6	1,39	2,24	2,85	3,35	3,78
8	2,14	3,45	4,39	5,16	5,83
10	3,00	4,83	6,13	7,21	8,14
12	3,94	6,34	8,06	9,48	10,70
14	4,96	7,99	10,16	11,94	13,49
16	6,07	9,77	12,41	14,59	16,48

§. 75.

Sind die Wellen oder Schafte **hohl**, so erhält man ihre Stärken bei gleicher Biegung 1 : 1200 nach derselben Rechnung; es muss nämlich von dem Gewichte, welches eine massive Welle tragen würde, das Gewicht, welches eine Welle von gleichem Durchmesser des innern hohlen Raumes trägt, abgezogen werden. *Buchanan* nimmt den innern Durchmesser mit $^6/_{10}$ des äussern Durchmessers an. Für diesen Fall ist daher $G = \frac{22332}{L^2}\left(D^4 - (0{,}6\,D)^4\right) = 19438 \cdot \frac{D^4}{L^2}$. Drücken wir wieder die Belastung in der Mitte der hohlen Welle durch das n fache eigene Gewicht derselben aus, so ist $19438 \cdot \frac{D^4}{L^2} = (^5/_8 + n)\, 0{,}185\, L \left(D^2 - (0{,}6\,D)^2\right) = (^5/_8 + n)\, 0{,}11840 \,.\, L \,.\, D^2$, woraus $D = 0{,}00247 \sqrt{(^5/_8 + n)\, L^3}$ folgt. Setzt man hier wieder $n = 0$, so erhält man die Stärke einer hohlen gusseisernen Welle, die bloss ihr eigenes Gewicht zu tragen hat; werden aber für n bestimmte Zahlen angenommen, so findet man immer die zugehörige Stärke. Hiernach ist wieder die folgende Tabelle berechnet worden.

Tabelle für die Stärke hohler gusseiserner Wellen, wenn ihre Biegung den 1200ten Theil der Länge beträgt.

Länge der Welle.	Für n = 0		Für n = 3		Für n = 5		Für n = 7		Für n = 9	
	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer	Aeusserer	Innerer
	Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser		Durchmesser	
N. Oe. Fusse	N. Oe. Zolle.									
2	0,23	0,14	0,55	0,33	0,69	0,41	0,80	0,48	0,90	0,54
4	0,65	0,39	1,56	0,94	1,95	1,17	2,27	1,36	2,55	1,53
6	1,19	0,71	2,87	1,72	3,58	2,15	4,17	2,50	4,68	2,81
8	1,84	1,10	4,42	2,65	5,51	3,31	6,42	3,85	7,21	4,33
10	2,57	1,54	6,18	3,71	7,70	4,62	8,97	5,38	10,07	6,04
12	3,37	2,02	8,13	4,88	10,12	6,07	11,79	7,07	13,24	7,94
14	4,25	2,55	10,24	6,14	12,76	7,66	14,85	8,91	16,69	10,01
16	5,20	3,12	12,51	7,51	15,59	9,35	18,15	10,89	20,39	12,23

§. 76.

Werden gusseiserne Wellen oder Schafte vorzüglich in Hinsicht ihrer Torsion in Anspruch genommen, so muss ihre Stärke aus der bereits §. 72 aufgestellten Gleichung für die Torsion bestimmt werden. Bezeichnet nämlich wieder D den Durchmesser einer massiven Welle von Gusseisen, N die Anzahl Pferdekräfte, durch welche diese Welle betrieben wird und R die Anzahl der Umdrehungen derselben in einer Minute, so ist $D^3 = \mu' \cdot \frac{N}{R}$. *Buchanan* setzt $\mu' = 240$, wofür wir nach der daselbst angegebenen Reduktion $\frac{240 . (0{,}9642)^3 . 400}{578} = 149$ erhalten. Mit diesem Koeffizienten wurde nachstehende Tabelle nach der Gleichung $N = \frac{D^3 . R}{149}$ berechnet.

Durchmesser der Wellen in Zollen.	Umwälzungen der Welle in 1 Minute.					
	R = 5	R = 10	R = 20	R = 30	R = 40	R = 50
	Pferdekräfte N	Pferdekräfte N	Pferdekräfte N	Pferdekräfte N	Pferdekräfte N	Pferdekräfte N
2	0,27	0,54	1,07	1,61	2,15	2,68
3	0,91	1,81	3,62	5,44	7,25	9,06
4	2,1	4,3	8,6	12,9	17,2	21,5
5	4,2	8,4	16,8	25,2	33,6	41,9
6	7	14	29	43	58	72
7	12	23	46	69	92	115
8	17	34	69	103	137	172
10	34	67	134	201	268	336
12	58	116	232	348	464	580

§. 77.

Der Durchmesser einer **hohlen zylindrischen Welle**, welche gleichen Torsionswiderstand mit einer massiven Welle haben soll, lässt sich nun auch leicht bestimmen. Nennen wir $\mathfrak{D}$ den äussern Durchmesser der hohlen Welle, und nehmen wir an, dass der innere abermals $^6/_{10}$ von dem äussern beträgt, so ist $\mathfrak{D}^3 = \frac{149\,N'}{R}$, woraus $N' = \frac{R\,.\,\mathfrak{D}^3}{149}$. Die Anzahl der Pferdekräfte, welche dem Torsionswiderstande einer Welle gleich kommen, deren Durchmesser eben so gross als jener des hohlen Raumes ist, gibt die Gleichung $n = \frac{R\,(0{,}6\,\mathfrak{D})^3}{149}$. Demnach ist $N' - n = N = \frac{R}{149}\,.\,\mathfrak{D}^3\left(1 - (0{,}6)^3\right) = \frac{R\,.\,D^3}{149}$ wo D wie im vorigen §. den Durchmesser der gleich starken massiven Welle bezeichnet. Wir erhalten daher $\mathfrak{D} = 1{,}0345\,D$.

Beispiel. Für die im vorigen §. angeführten Fälle haben wir:

Durchmesser der massiven Welle	4,	5,	6,	7,	8,	10,	12,	14	Zoll,
äusserer Durchmesser der hohlen Welle von gleicher Stärke	4,3,	5,4,	6,5,	7,6,	8,7,	10,8,	13,0,	15,2	Zoll,
innerer Durchmesser der hohlen Welle	2,6,	3,2,	3,9,	4,6,	5,2,	6,5,	7,8,	9,1	Zoll.

Werden **schmiedeiserne Wellen** gebraucht, so muss man den Versuchen von *Buchanan* zufolge den berechneten Durchmesser einer gusseisernen Welle mit 0,963 multipliziren, um jenen der schmiedeisernen zu erhalten.

Bei **Wellen von Eichenholz** wird nach demselben Schriftsteller der Durchmesser gefunden, wenn man den Durchmesser einer gleich starken gusseisernen Welle mit 2,238 multiplizirt.

Endlich wird der Durchmesser einer **tannenen Welle** erhalten, wenn man jenen für die gusseiserne Welle berechneten mit 2,06 multiplizirt.

Beispiel. Bei einem Maschinenwerke ist eine 6 Zoll starke gusseiserne Welle vorhanden, welche der vorhandenen Kraft den gehörigen Widerstand leistet. Wollte man in diesem Falle schmiedeiserne Wellen brauchen, so muss ihr Durchmesser 6 . 0,963 = 5,78 Zoll, bei eichenen Wellen 6 . 2,238 = 13,43 Zoll und bei tannenen Wellen 6 . 2,06 = 12,36 Zoll betragen, wenn dieselben eben so stark wie die 6zöllige gusseiserne Welle seyn sollen.

§. 78.

Die Vergleichung der Durchmesser massiver und hohler Wellen, welche einen gleichen Widerstand in Hinsicht ihrer Biegung oder Torsion zu leisten haben, zeigt, dass es in jedem Falle weit vortheilhafter sey, sich **hohler Wellen** zu bedienen. Diess ist auch leicht begreiflich. Wird nämlich ein Zylinder bis auf die Hälfte seines Durchmessers ausgebohrt, so vermindert sich seine Durchschnittsfläche und folglich auch sein Gewicht um den vierten Theil. Da aber die Widerstandsfähigkeiten massiver Zylinder sich wie die dritten Potenzen ihrer Durchmesser verhalten, so beträgt der Widerstand des ausgebohrten Theiles nur ein Achtel von jenem des ganzen Zylinders. Während man daher durch das Ausbohren das Gewicht des Zylinders um den vierten Theil vermindert, wird die Festigkeit desselben nur um den achten Theil geringer.

Bei den vorhergehenden Berechnungen haben wir den Durchmesser der Wellen sowohl nach dem Drucke, welchen sie auszuhalten haben, und nach der hierdurch bewirkten **Biegung**, als auch nach der durch eine vorhandene Spannung bewirkten **Torsion** derselben zu finden gelehrt. Es leuchtet von selbst ein, dass in jedem gegebenen Falle, wo eine Welle diesen zwei einwirkenden Kräften begegnen soll, ihr Durchmesser immer nach der grössten Kraft berechnet, oder der nach beiden Rechnungen ausfallende grössere Werth für den Durchmesser angenommen werden muss.

Fig. 18. Tab. 77.

Kommt eine lange Reihe liegender Wellen vor, wie z. B. in Fig. 18, Tab. 77, so müssen die **Hälse** oder Schläthe einen Durchmesser erhalten, welcher nach der, aus der Torsionskraft abgeleiteten Gleichung berechnet wurde, und man thut gut, etwas wegen der Abnützung hinzuzuschlagen. Wenn der Druck, welchen die zwischen den Hälsen liegenden **Wellenstücke** auszuhalten haben, keine grössere Stärke als jene für die Hälse berechnete erfordert, so brauchen auch die Körper der Wellen nicht stärker als die Schläthe zu seyn; gewöhnlich aber werden die Wellen in Hinsicht des Druckes, welchen sie auszuhalten haben, etwas stärker als die Hälse gemacht. In den englischen Fabriken pflegt man die Wellen zwischen den Hälsen quadratisch zu machen und sie dann **Schafte** (*shafts*) zu nennen. Die Anordnung und Aufstellung dieser Schaftverbindungen (*shaftwork*) in einer Fabrike ist immer ein wichtiger Gegenstand jedes Maschinenbauers und es werden in den englischen Maschinenfabriken gewöhnlich eigene Arbeiter hiezu verwendet, die dann auch die Schaftverbindungen an dem bestimmten Orte aufstellen, wo die weitere Aufstellung der Spinn-, Webe- oder andern Maschinen wieder von andern Personen besorgt wird.

§. 79.

Buchanan gibt in seinem Werke noch folgende Tabelle über die Dimensionen von solchen Schaften an, die einen Torsionswiderstand und zugleich noch einen beträchtlichen Druck auszuhalten haben; diese Schafte wurden von einem erfahrenen englischen

Mühlenbauer ausgeführt. Die Dimensionen derselben haben sich in der Ausübung als bewährt gefunden und sie lassen sich mit jenen Maassen vergleichen, welche sich aus den Gleichungen in den vorhergehenden §§. ergeben. Die 6^{te} Kolumne enthält den Durchmesser, welchen die Schläthe haben müssen, wenn in der Formel §. 72, Seite 105 der Koeffizient $\mu' = 400$ angenommen wird; die ganze Tabelle enthält englisches Maass und Gewicht.

Tabelle über die Stärke der Schafte in England.

	Pferdekräfte.	Umwälzungen in einer Minute.	Länge der Welle.	Durchschnitt in der Mitte.	Durchmesser der Schläthe in Zollen	Durchmesser der Schläthe nach dem konstanten Faktor 400 berechnet.	Bemerkungen.
Gusseisen, liegender Schaft	20	20	11	$7\frac{3}{4}$	6	7,368	Gefiederte Wellen
	18	22	11	7	$5\frac{3}{4}$	6,891	
	16	22	10,6	7	$5\frac{1}{4}$	6,626	
	14	24	10	$6\frac{3}{4}$	5	6,156	
	12	25	9,6	6	5	5,769	
	10	25	9	$6\frac{1}{4}$	$4\frac{3}{4}$	5,429	
	8	27	9	6	4	4,912	
	6	28	8,6	$5\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{4}$	4,409	
	5	30	8,6	$5\frac{1}{4}$	$3\frac{7}{8}$	4,055	
	4	32	8	$4\frac{3}{4}$	$3\frac{3}{4}$	3,684	
	3	34	8	4	$3\frac{1}{4}$	3,280	Quadratische Wellen
	2	46	8	3	$2\frac{3}{4}$	2,591	
	1	40	8	$3\frac{1}{4}$	2	2,159	
Schmiedeisen, liegender Schaft	6	28	8,6		3		
	5	30	8		$3\frac{1}{4}$		
	4	32	8		2		
	3	34	8		2		
	2	36	8		$1\frac{3}{4}$		
	1	40	7,6		1		

II. Kapitel.

Kraniche.

§. 80.

Krahne oder Kraniche (*Cranes*) sind Maschinen, womit Lasten auf eine bestimmte Höhe aufgezogen, und wenn sie aufgezogen sind, auf einen andern Ort versetzt oder gelegt werden. Alle Maschinen dieser Art haben demnach eine doppelte Bewegung: 1tens, den eigentlichen Aufzug und 2tens die Verschiebung der Last, welche wieder nach dem Zwecke der Arbeit kreisförmig oder horizontal seyn kann. Da bei einem jeden Kraniche ein hervorstehender langer Theil oder Schnabel vorhanden ist, so erklärt sich hiedurch, warum man diese Maschine mit dem Namen eines Kraniches belegt habe.

Kraniche werden vorzüglich in Häfen gebraucht, um die Ladungen aus den Schiffen aufzuwinden und dann mittelst der Bewegung der Maschine am Ufer abzusetzen. Diess erfordert jedoch, dass die Ufer nicht sehr flach seyen, weil sonst der Schnabel oder hervorstehende Theil zu lang und die Maschine zu schwer würde. Aus dieser Ursache sind in den Seehäfen und bei den Ladungsplätzen an Flüssen, die Ufer (*quays*) gewöhnlich durch Verkleidungen von Quadersteinen senkrecht aufgeführt und oben auf diesen Ufermauern die Kraniche aufgestellt. So sieht man in allen Seehäfen Englands eine beinahe zahllose Menge Kraniche, die häufig von verschiedener Konstrukzion sind, und gegenwärtig ganz von Eisen gemacht werden. Allein auch in allen Fabriken und andern Gebäuden, wo irgend ein Verkehr Statt findet, sind in England Kraniche aufgestellt. In der *City* von *London* hat beinahe jedes Haus und jedes Kaufmannsgewölbe einen eigenen Kranich, und man sieht täglich viele hundert solche Maschinen bei dem Entladen oder Befrachten der Wägen verwendet. Bei grossen Bauten z. B. Brücken werden in England immer mehrere Kraniche aufgestellt, hiemit die Quadersteine aus den Schiffen aufgezogen und an dem Orte, wo sie zu liegen kommen, wieder herabgelassen. Diese Operazion würde durch Menschenhände ohne den Gebrauch von Maschinerien beinahe unmöglich seyn, da man bei solchen Bauten in jenem Lande häufig Quaderstücke von ¼ oder ⅓ Kub. Klafter (80 bis 100 Zentner) verwendet. In den englischen Eisenwerken werden Kraniche zum Ausheben grosser Gussmassen aus den Formen verwendet, und sie dienen auch, um die Gusswaaren auf die Wägen der Eisenbahnen zu setzen, welche gewöhnlich schon von den Hochöfen aus fortlaufen.

Es ist zu verwundern, dass der Gebrauch dieser nützlichen Maschine auf dem Festlande von Europa noch so wenig verbreitet ist, und dass das Auf- und Abladen schwerer Gegenstände, das Einheben schwerer Steine bei Bauten u. dgl. m. gewöhnlich nur durch Menschenhände ohne Anwendung von Maschinerien verrichtet wird. In Frankreich sind zwar in allen Seehäfen Kraniche aufgestellt, allein an den Ufern der *Seine* in *Paris* sieht man täglich mehrere tausend Menschen mit dem Ein- und Ausladen der Schiffe ohne Anwendung dieser Maschinen beschäftigt. An den Ufern der Donau und der andern Flüsse in Oesterreich wird diese nützliche Maschine noch ebenfalls entbehrt, so wie man auch bei Brückenbauten Kraniche nur selten zu gebrauchen pflegt. Man bedient sich gewöhnlich der schiefen Flächen zur Aufbringung der Quadersteine, und hält die Aufstellung eines Kraniches für zu beschwerlich, da derselbe nur für den Umkreis, so weit nämlich sein Schnabel reicht, genügt, und dann immer wieder auf einem andern Orte aufgestellt werden muss. Allein die Anlage schiefer Flächen fordert immer einen bedeutenden Raum, der gerade bei einem Brückenbaue am wenigsten vorhanden ist, und der Gewinn, welcher aus dem Gebrauche eines Kraniches vorzüglich bei schweren Gegenständen entsteht, ist gewiss weit grösser als der Verlust, welcher durch beschwerliche und unzweckmässige Verwendung menschlicher Kräfte bei Handhabung so grosser Massen nothwendig eintritt; endlich kann man auch transportable Kraniche, wie wir sehen werden, zu solchem Zwecke verwenden und auf diese Art die oftmalige neue Aufstellung des Kraniches grossentheils vermeiden.

§. 81.

Fig. 7. Tab. 79. Die einfachste **Vorrichtung zum Aus- und Einladen der Schiffe** besteht aus einem hinlänglich starken Gerüste ABC, an welchem mittelst der Kette CE ein **Hebebaum** DEF angehängt ist. An das Ende D wird der aufzuziehende Gegenstand abermals mittelst einer Kette befestigt, von dem Arbeiter bei F aus dem Schiffe gehoben und nun mittelst Wendung des Hebels, indem der Arbeiter einige Schritte gegen das Ufer geht, auf dem letztern abgelegt. Diese einfache Vorrichtung kann an jeder Ufermauer, Hafen etc. angewendet werden, allein man kann die Waaren auf keine bedeutende Höhe bringen, weil sonst der Hebel DF zu lang oder das Verhältniss der Hebelsarme DE : EF beinahe gleich angenommen werden müsste, wodurch wieder eine bedeutende Kraft zum Ausladen der Waaren erfordert wird.

Die meisten eigentlich sogenannten **Kraniche** bestehen aus einer Verbindung mehrerer Räder. Die Haupttheile derselben sind ein **Ständer**, Spindel oder vertikal stehender Zylinder, welcher oben und unten in eisernen Pfannen ruht oder auch bloss an seinem untern Theile in der vertikalen Lage erhalten wird. An diesem Ständer geht ein Balken, der **Schnabel** hervor, welcher der Festigkeit wegen mit einer oder mehreren **Streben** unterstützt ist. Am Ende des Schnabels ist eine Rolle angebracht, worüber das Seil oder die Kette, an der die Last hängt, geht, und sich sodann um eine Welle wickelt, die bei kleinen Lasten unmittelbar mit einer Kurbel bewegt wird, bei grossen Lasten aber mit einem Vorgelege versehen ist. Von dieser Konstrukzion ist der Fig. 5 und 6 dargestellte **Kranich, welcher gewöhnlich in den englischen Steinbrüchen** gebraucht wird. Das Räderwerk ist hierbei ganz von Eisen. Die Spindel oder Säule AB ist 18 Fuss hoch und hat 1 Fuss im Gevierten, sie steht unten in einem gusseisernen Zapfenlager und wird an ihrem obern Zapfen B durch zwei Streben festgehalten, welche

Fig. 5 und 6.

bei M und N in der Erde gut verankert sind. Der Schnabel CD ist 12 Fuss lang, hat 9 Zoll im Gevierten und wird durch eine Strebe EF von 15 Fuss Länge und 8 Zoll im Quadrate in seiner Lage gehalten. An dem Ständer AC sind zu beiden Seiten Holzstücke ab, a′b′ und an dieselben die Gusseisenplatten cd mittelst durchgehender Schrauben fest gemacht. An diesen Platten ist die Trommel O, welche aus zwei Scheiben und mehreren Schmiedeisenschienen besteht, befestigt, und wird mittelst der Kurbel P in dem Falle bewegt, wenn man keine bedeutende Kraftvermehrung erfordert. In diesem Falle geht nämlich die Kette, an welcher die Last hängt, über die Rolle bei D und wickelt sich bei dem Umdrehen der Kurbel P auf die Trommel; hat daher letztere z. B. den Durchmesser von 9 Zoll, die Kurbel aber den Halbmesser von 15 Zoll, so wird die an der Kurbel angebrachte Kraft eine $^{30}/_{9} = 3^{1}/_{3}$ mal grössere Last zu bewegen im Stande seyn. Will man jedoch eine grössere Kraftvermehrung bewirken, so betreibt man die Kurbel S, an deren Spindel der Drehling R befestigt ist, der wieder in das Stirnrad Q eingreift, das an der Spindel der Trommel O festgemacht ist. Hat diese Trommel wieder den Durchmesser von 9 Zoll und die Kurbel S den Halbmesser von 15 Zoll, dann der Drehling 6 und das Stirnrad 36 Zähne, so wird die bei S angebrachte Kraft eine $^{30}/_{9} \cdot {}^{36}/_{6} = 20$mal so grosse Last aufzuziehen im Stande seyn. Zur Aufbringung eines Quadersteines von 10 Zentnern Gewicht wird sich daher ein Arbeiter mit 50 Pfund Kraft, und wegen der Reibung noch etwas mehr an der Kurbel anstrengen müssen; die Bewegung erfolgt jedoch nun wieder um eben so viel langsamer. Ist die Last aufgezogen, so wird der Kranich sammt derselben so weit herumgedreht, bis sich die Last lothrecht über dem Wagen oder Karren befindet, auf welchem der Stein weiter fortgebracht wird; in den englischen Steinbrüchen geht der Transport gewöhnlich auf Eisenbahnen von dem Bruche bis zu dem Hafen fort, von wo aus die weitere Beförderung zu Wasser geschieht. Fig. 5 und 6. Tab. 79.

§. 82.

Eine andere Art **Kraniche**, welche in den englischen Häfen **zum Ein- und Ausladen der Schiffe** gebraucht werden, ist Fig. 8 bis 11 dargestellt. Hiebei wird die stehende Säule innerhalb eines grossen Querstückes MN in eine rund ausgearbeitete Oeffnung eingesetzt und steht an ihrem untern Ende entweder unmittelbar auf, oder lauft daselbst in einem Zapfen. Zur Verminderung der bedeutenden Seitenreibung, welche bei der Drehung des Kraniches entstehen würde, ist im Steinblocke in dem obern Theile der Oeffnung ein eiserner Reifen ab befestigt, die Säule mit einem zweiten Reifen cd beschlagen, und zwischen beiden Reifen ein kleiner Zwischenraum vorhanden. An dem untern Theile der Säule ist ein hölzerner Rahmen, wie der Grundriss Fig. 11 zeigt, fest gemacht; auf diesem Rahmen ruht das übrige Gerüstwerk. Der Rahmen ist 7½ Fuss lang und die zwei Balken AD, BC sind 8 bis 10 Zoll stark. Die Säule hat unten eine Stärke von 12 bis 16 Zoll. Die Länge EG des Kraniches ist 28 Fuss und die Kette bei G hängt 18 Fuss von F entfernt, welches daher die Weite ist, auf welche der Kranich hinausreicht. Um bedeutende Lasten aufziehen zu können, hängen letztere an zwei Ketten H, H′, welche über mehrere Leitungsrollen gehen und sich in gleichem Maasse um die Trommel L aufwinden. An dieser Trommel ist das Rad O angebracht, um das sich ein Seil Fig. 8 bis 11.

Fig. 8 bis 11. Tab. 79. oder eine zweite Kette schlingt, die an der Welle P mittelst der Kurbeln Q, Q aufgewickelt wird. Wenn das Verhältniss der Halbmesser der Trommel L zum Rade O wie 1 : 5 und der Welle P zur Kurbel Q wie 1 : 4 angenommen wird, so kann mittelst der angebrachten Kraft wieder eine 20fache Last aufgezogen werden; zwei Menschen, deren jeder eine Kraft von 50 Pfund ausübt, können daher eine Last von 20 Zentnern aufziehen, allein diese Menschen müssen nun einen Raum von 20 Fuss an der Kurbel zurücklegen, wenn die Last nur 1 Fuss hoch steigen soll. Damit die Last in ihrer aufgezogenen Lage verharre und nicht zurückgehe, ist an der Welle ein Zahnrad mn mit dem Sperrkegel o angebracht. Es leuchtet von selbst ein, dass bei dieser Konstrukzion die aufgezogene Last im ganzen Kreise oder um 360 Grad gewendet werden könne, was bei dem Kraniche Fig. 5 nicht der Fall ist.

§. 83.

In ältern Zeiten hat man sich sehr häufig der Kraniche mit einem Tretrade bedient. Fig. 1. Die Darstellung einer solchen Maschine ist Fig. 1 enthalten. Menschen oder Thiere gehen hier in dem, mit Latten beschlagenen vertikalen oder auch schief gestellten Tretrade herum, während das Seil, an dessen Ende die Last hängt, an der Welle nach und nach aufgewickelt wird. Die Leitung des Seiles ist aus der Figur ersichtlich, woraus man zugleich sieht, dass auch hiebei die aufgezogene Last im ganzen Kreise gewendet werden kann. Manchmal verbindet man auch das Tretrad mit einem Vorgelege; man bringt nämlich an der Welle dieses Rades ein Getriebe an, welches in ein Stirnrad eingreift, an dessen Welle nun erst das Seil sich aufwindet. Wir haben jedoch bereits im I. Bande §. 132 und 133 gezeigt, dass ein Tretrad gegen ein anderes Rad an der Welle nicht nur keinen Vortheil gewähre, sondern dass die Bewegung desselben bei einem zufällig eingetretenen Zurückgehen der Last gewöhnlich mit vieler Gefahr für Menschen und Thiere verbunden sey, wesshalb denn auch die neuern Kraniche sämmtlich ohne Treträder angelegt werden. Hat man übrigens einen solchen Kranich mit Tretrad, so muss immer eine Vorrichtung vorhanden seyn, um Unglücksfällen bei dem Zurückgehen der Last vorzubeugen. Die einfachste Vorrichtung hiefür besteht in einem Sperrade, welches bei a oder zugleich auch am andern Ende der Welle angebracht, und mit einem Sperrkegel in Verbindung gesetzt wird, der an dem Gerüstholze zunächst a befestigt ist. Die Welle kann sich auf diese Art nur in einer Richtung bewegen und nicht zurückgehen; bei dem Herablassen der Last muss demnach der Sperrkegel erst ausgelegt werden. Die Konstrukzion von Schwungkolben oder Bremsrädern, welche man zuweilen auch zu diesem Zwecke bei Treträdern anzubringen pflegt, werden wir später bei jenen Maschinen kennen lernen, wo sie dermalen noch im Gebrauche sind und übergehen selbe gegenwärtig. Kraniche mit Treträdern, deren Durchmesser zur gehörigen Bewegung der Arbeiter gewöhnlich 15 bis 16 Fuss beträgt, benöthigen überdiess zu viel Raum, was bei jenen, die mit Stirnrädern und Getrieben versehen sind, weit weniger der Fall ist. Die Anbringung eines Zahnrades mit Sperrkegel ist aber auch bei der letztern Art Kraniche vortheilhaft, damit auch hier die Last, wenn die Arbeiter zu drehen aufhören, nicht zurückgehen kann.

Bei dem Gebrauche der Kurbeln werden zuweilen auch Schwungräder angewendet, weil hierdurch nicht bloss eine gleichförmige Arbeit bei dem Aufziehen bewirkt, sondern auch bei einem zufälligen Zurücklaufen der Last die allzuschnelle Bewegung derselben verhindert wird.

§. 84.

Es ist immer sehr vortheilhaft, wenn bei einem Kraniche die Einrichtung vorhanden ist, dass die Kraft gegen die aufzuziehende Last verschiedene Verhältnisse annehmen kann, wie wir bereits bei dem Räderwerke Fig. 6 gesehen haben. Bei den englischen Kranichen pflegt häufig die Einrichtung für ein dreifaches Verhältniss zu seyn. Z. B. Die Welle, worauf sich das Seil oder die Kette windet, erhält einen Durchmesser von 12 Zoll und an derselben wird ein Stirnrad mit 80 Zähnen angebracht, das in ein Getriebe mit 10 Zähnen eingreift. An der Welle dieses Getriebes ist ein zweites Stirnrad mit 40 Zähnen befestigt. Diess greift wieder in ein Getriebe mit 8 Triebstöcken, an dessen Welle das Schwungrad angebracht werden kann. Befestigt man nun an jeder von diesen drei Wellen eine Kurbel von 15 Zoll Halbmesser, so wird bloss bei dem Gebrauche der ersten Welle das Verhältniss $6:15=1:2{,}5$, bei dem Gebrauche der ersten zwei Wellen das Verhältniss $6.10:15.80=1:20$ und bei dem Gebrauche dreier Wellen das Verhältniss $6.10.8:15.80.40=1:100$ zwischen Kraft und Last eintreten, wobei aber auf keine Reibung Rücksicht genommen ist. Bei einem solchen Kraniche können die Wellen mit den Getrieben zur Seite geschoben oder ausserhalb des Eingriffes der Stirnräder gebracht werden, damit nur immer jene Anzahl Wellen und Getriebe im Eingriffe bleibe, welche das bestimmte Verhältniss der Kraft zur Last fordert, und damit die Räder, welche man zur Bewirkung dieses Verhältnisses nicht bedarf, durch ihren Eingriff keine unnöthige Reibung verursachen.

Die Kraniche in den englischen Häfen werden gegenwärtig ganz von Gusseisen gemacht und haben daher auch immer ein Gewicht von mehreren Tonnen. Ein sehr sinnreich eingerichteter Kranich dieser Art ist in den westindischen Docks in *London* in dem grossen Holzdepot aufgestellt. Dieser Kranich läuft auf einer Eisenbahn, die an dem Dachgehölze angebracht ist, durch die ganze Länge des Gebäudes, und wird bei seinem Gebrauche an jenen Ort geführt, wo der aufzuziehende Holzstamm, welcher häufig einige hundert Zentner Gewicht hat, abgelegt ist. Dieser Stamm wird sodann mit Ketten umwunden oder mit starken eisernen Haken gefasst, aufgezogen und so in der Luft schwebend sammt dem Kraniche auf der Eisenbahn an den Ort geführt, wo man ihn ablegen will. Einen solchen Kranich habe ich im März 1827 in gleicher Grösse wie der eben genannte, für die Budweiser Eisenbahngesellschaft zum Behufe der Bauholzladungen in *London* angekauft; er erscheint auch in *Dupin*'s Reise nach Grossbrittanien, 3^{te} Abtheilung, Handelsmacht, Tab. XI. abgebildet und wurde in unsere Kupfertafeln nicht aufgenommen, weil hiefür zu viel Raum erfordert würde und jedermann, welchem die bisher vorgetragenen Lehren der Mechanik und die Konstrukzionen Tab. 79 und 80 bekannt sind, eine solche Konstrukzion anzugeben im Stande ist.

Auch die Wasserpresse von *Bramah* hat man in England zur Betreibung von Kranichen verwendet. Der Kolben des grossen Zylinders treibt hiebei eine gezähnte Stange in die Höhe, welche wieder in einen Drehling eingreift, an dessen Welle ein grosses Rad angebracht ist, um welches sich das Seil schlingt; die Last wird mittelst dieses Seiles nach und nach aufgezogen und man kann bei dem bedeutenden Verhältnisse, welches hier zwischen Kraft und Last Statt findet, allerdings die grössten Lasten gewältigen, jedoch rücken auch die letztern nur äusserst langsam in die Höhe.

Fig. 2 bis 4. Tab. 79. Endlich stellt Fig. 2 bis 4 ein schmiedeisernes Hebeeisen vor, welches in England zum Heben und Einsetzen der Quadersteine in die Lehrbögen allgemein gebraucht wird. Dieses Hebeeisen, von den Engländern *Lewis*, von den Deutschen Kropf genannt, besteht aus einem krummen Bügel a c b, in welchen drei Eisenschienen von der Form m, n, o mittelst des Bolzens d e eingelegt werden. Man schlägt an der Oberfläche des Werkstückes eine Oeffnung von der Form a m o b, die unten weiter ist, ein, setzt in dieselbe zuerst die Schienen m, o und dann das Mittelstück n, legt den Bügel a c b an, schiebt den Bolzen d e durch die gebohrten Oeffnungen und steckt den, aus starkem Blech verfertigten Stift (Fig. 4) vor, um das Ganze gehörig zusammenzuhalten. Nach *P. Nicholson, the builders and workmans new direktor*, Nr. 3, pag. 81 pflegen die drei Eisenschienen bei a b eine Breite von 3 Zoll und unten bei m o nur $3\frac{3}{8}$ Zoll zu haben; die zwei andern Seiten derselben laufen gerade herab. Mittelst dieser Vorrichtung können die grössten Quadersteine aufgezogen, und wenn sie an dem betreffenden Orte eingesetzt sind, das Hebeeisen wieder herausgenommen werden.

§. 85.

Die zweite Gattung der Kraniche sind jene, welche transportabel sind, oder von einem Orte zum andern getragen oder geführt werden können. In den westindischen Docks zu *London* und an andern Orten in England gebraucht man einen Kranich, welchen Fig. 1 bis 17. Tab. 80. wir Fig. 1 bis 17 auf der 80^{ten} Tafel dargestellt haben. Dieser Kranich ist eigentlich eine blosse Aufzugsmaschine oder Winde, welche auf einem Karren mit niedrigen Rädern an den betreffenden Ort transportirt und nun daselbst erst eine Rolle über jenem Punkte festgemacht wird, wohin man die Lasten aufziehen will. Man schlingt nun das Seil über diese Rolle und um die Welle oder Trommel der Aufzugsmaschine, und windet sodann die am andern Ende des Seiles befestigte Last auf die bestimmte Höhe, wo sie abgelegt wird. Das Verwenden einer aufgezogenen Last ist daher mit dieser Maschine nicht möglich; wird jedoch die Rolle hinlänglich hoch befestigt, so kann man die aufgezogene Last durch Ergreifung und Anziehung des Seiles zunächst derselben auch um etwas verrücken. Die Maschine besteht aus zwei gusseisernen Gestellrahmen, die mittelst 4 schmiedeiserner runder Stäbe G H, G′H′ und V W, V′ W′ verbunden sind. Am untern Theile der Rahmen sind vier Handhaben angebracht, um den Kranich aufheben und auf den Karren setzen zu können. Mit diesen Karren wird der Kranich an den betreffenden Ort geführt, daselbst auf die untern Stäbe G H, G′H′ Breter gelegt, diese mit Steinen oder Gusseisenplatten hinreichend beschwert und dann auf die angegebene Art damit aufgezogen. Die vordere Ansicht des Gestellrahmens nächst dem Stirnrade zeigt Fig. 13.

In diesem Rahmen ist bei K eine hölzerne Welle oder Trommel F befestigt, auf welche sich das Seil windet. An der eisernen Spindel dieser Welle ist das gusseiserne Stirnrad E E angegossen, dessen Arme in dem Ende der Welle eingelegt sind, und sie dadurch in ihrer unverrückten Lage erhalten. In das Stirnrad greift ein Drehling D, dessen Spindel durch die zu beiden Seiten angebrachten Kurbeln C, C bewegt wird. Die hölzerne Welle hat gewöhnlich einen Durchmesser von 12 Zoll, das Stirn-

Fig. 1 bis 17. Tab. 80.

rad 58 oder 60 Zähne, der Drehling 8 Zähne und die Kurbel 18 Zoll im Halbmesser; es verhält sich sonach die Kraft zur Last wie $6.8:18.58=1:21\frac{3}{4}$, es wird daher mit Rücksicht auf Reibung ein Arbeiter beiläufig eine 20mal grössere Last, als seine angewandte Kraft beträgt, heben können.

Wird mit dieser Maschine gearbeitet, so ist die Haltschiene i k, welche Fig. 14 in der Seitenansicht und Fig. 15 in der obern Ansicht erscheint, in der Getriebswelle eingelegt. Ein Theil dieser Welle ist Fig. 16 dargestellt, woraus man sieht, dass selbe an ihrem Ende bei p q schwächer abgedreht ist, damit die Haltschiene sich an den hervorstehenden Rand bei q anlegen, dadurch eine jede Verrückung der Welle von l gegen g verhindern und somit das Getriebe im Eingriff mit dem Stirnrade erhalten könne.

Will man jedoch das Getriebe aus dem Eingriffe rücken, so wird die Haltschiene ik (Fig. 4) umgelegt und in die durch punktirte Linien dargestellte Lage gebracht. Alsdann wird mit dem Ausrückhebel, dessen Seitenansicht Fig. 12 erscheint, und wovon die obere Schiene c d in Fig. 10 besonders dargestellt ist, die Spindel g l mit dem daran befestigten Getriebe D von l gegen g geschoben und der Eingriff der Räder aufgehoben. Dieser Ausrückhebel ist an dem obern Stabe V′ W′, welcher die Gestellrahmen verbindet, bei h (Fig. 9) mittelst einer Schraube, an einem viereckigen Theile des Stabes, wie Fig. 11 zeigt, befestigt; der Ausrückhebel umschliesst die Spindel g l bei r s (Fig. 16), und hat an seinem andern Ende c e (Fig. 12) eine Handhabe, mittelst welcher er bewegt, und dadurch entweder der Eingriff beider Räder hergestellt oder aufgehoben wird. In Fig. 17 ist die ausgerückte Maschinerie dargestellt und zugleich durch punktirte Linien die Lage bezeichnet, welche das Räderwerk bei dem Eingriffe des Getriebes in das Stirnrad annimmt.

Um die aufgezogene Last in jeder beliebigen Höhe festzuhalten, dient die Bremse. An der hölzernen Welle ist nämlich auf der entgegengesetzten Seite des Stirnrades eine grössere eiserne, mit einem Falz oder Nuth versehene Bremsscheibe mittelst dreier Schrauben t, t, t (Fig. 4) angeschraubt. Diese Nuth dient zur Aufnahme der Bremsschienen A und B, deren Verbindung zugleich mit dem Bremshebel am deutlichsten aus dem Querprofil Fig. 4, welches unmittelbar vor der Bremsscheibe genommen wurde, ersichtlich ist; die einzelnen Theile dieser Bremsvorrichtung sind Fig. 2, 3, dann 5 bis 8 dargestellt. Die obere und untere Bremsschiene (Fig. 2 und 3) werden an ihren Enden u, v mittelst des Stiftes o (Fig. 3 und 1) an die Gestellrahmen befestigt und der Stift zu beiden Seiten durch Schraubenmuttern festgehalten. Die Bremsschienen sind genau nach der Bremsscheibe gekrümmt und an ihrem obern Ende durch zwei eiserne Lappen V W, V′ W′, in welche sich der Bremshebel a b, Fig. 6 endigt, mittelst Stifte m, n verbunden. Diese Stifte sind Fig. 2 dargestellt, in Fig. 5 ist die vordere Ansicht der Lappen, in Fig. 6 die obere Ansicht derselben sammt dem Bremshebel und in Fig. 7 die Seitenansicht hievon dargestellt, endlich enthält Fig. 8 den Bolzen a, welcher durch die Mitte dieser Lappen geht und gleichfalls an dem Gestellrahmen angeschraubt ist. Wird nun der Hebel an seinem Ende bei b herabgedrückt, so legen sich beide Bremsschienen in die Nuth der Bremsscheibe und bewirken dadurch eine Reibung, die nach Maassgabe des, bei b angebrachten Druckes wächst und hinreichend ist, die aufgezogene Last in jeder Lage zu erhalten.

§. 86.

Fig. 18 bis 21. Tab. 80. In Fig. 18 bis 21 ist ein transportabler Kranich dargestellt, welcher auf einen niedrigen Eisenbahnkarren gesetzt wird, um nicht bloss Lasten an einem Orte abzuladen, sondern auch aufgezogene Lasten weiter zu transportiren. Dieser Kranich wurde von *Thomas Green* bei der *Manchester* und *Liverpool* Eisenbahn aufgestellt, wo ich ihn im Jahre 1829 aufgenommen habe. Wird derselbe bloss zum Auf- und Abladen gebraucht, so muss das Wagengerüste bei M mit Bretern belegt und mit Steinen oder Gusseisen beschwert werden, damit der Wagen bei dem Aufziehen grösserer Lasten nicht überschlage. Will man aber eine aufgezogene Last weiter führen, so wird dieselbe mit dem Kranich verkehrt (um 180 Grad gewendet), die Last allenfalls auf das Gestelle bei M herabgelassen, mit dem Kraniche an den betreffenden Ort geführt, dort wieder von M aufgezogen und nun der Kranich so weit gewendet, bis die Last an dem gehörigen Punkte abgelegt ist. Die Konstrukzion dieser Maschine erhellet aus der Zeichnung. Man sieht hieraus, dass der ganze Kranich auf dem Zapfen a b ruht, welcher desshalb von Schmiedeisen hinlänglich stark gemacht werden muss; an diesem Zapfen wird eine Platte angegossen, welche auf dem Querholze A B des Wagengestelles mittelst des, Fig. 19 ersichtlichen Ringes c d, c′ d′ angeschraubt wird. Zur bessern Unterstützung des Schnabels C D sind eiserne Streben wie die Längenansicht Fig. 18 und der Grundriss Fig. 21 zeigt, angebracht, mittelst welcher zugleich auch die Querhölzer E F, welche das Räderwerk tragen, in ihrer gehörigen Lage erhalten werden. Das Räderwerk besteht wieder aus einer, zwischen den Querhölzern angebrachten Trommel, an deren Spindel ausserhalb ein Stirnrad befestigt ist, das wieder in ein Getriebe eingreift, welches mittelst einer Kurbel bewegt wird. Die Stärke der Holztheile richtet sich nach der Grösse der Lasten, welche mit diesem Kraniche transportirt werden; bei jenem in *Manchester* hatte die stehende Säule oder Spindel G H bloss eine Stärke von 6 Zoll und war 8eckig zugezimmert, der Schnabel C D war 4 Zoll breit und 6 Zoll hoch; der Wagen war 9 Fuss lang und hatte Räder von 1 Fuss im Durchmesser. Der Zapfen a b ging einen Fuss hoch in die Spindel.

§. 87.

Fig. 22 bis 26. Eine zweite Art Kraniche, welche auf einem Eisenbahnwagen aufgestellt werden können, erscheint Fig. 22 bis 26. Der Zapfen der Hauptsäule läuft oben in der Oeffnung a der Schiene a b c, die am obern Ende der Strebe b g angeschraubt ist. An dieser Säule ist das Räderwerk in einem gleichfalls angeschraubten Korbe, dessen Seitenansicht Fig. 24 und vordere Ansicht Fig. 25 darstellt, befestigt; dieser Korb wird aus Schmied- oder Gusseisen verfertigt; das Räderwerk hat dieselbe Einrichtung wie bei den vorigen Maschinen. Dieser Kranich wurde von dem Ingenieur *Stephenson* ebenfalls bei der *Manchester* und *Liverpool* Eisenbahn erbaut und zum Transporte von Werkstücken auf der Bahn, so wie zur Einsetzung derselben in die Lehrbögen der Gewölbungen verwendet. Die Hauptsäule hatte dabei eine Höhe von 9 Fuss und die Länge des Wagens war 12 Fuss; das Stirnrad hatte 24 Zoll, die Welle 4 Zoll, das Getriebe 6 Zoll und die Kurbel 24 Zoll im Durchmesser.

§. 88.

Bei der Berechnung aller dieser Maschinen kommen zwei Fälle vor; entweder ist die Maschine bereits vorhanden, folglich gegeben, und man soll hieraus die Last, welche mit derselben aufgezogen werden kann und den Effekt oder das Arbeitsquantum in einem Tage berechnen; oder auch, es ist die Last gegeben, welche mit einem Kraniche z. B. bei einem Brückenbaue jedesmal aufgezogen werden soll, und man hat für die beste Verwendung der vorhandenen Arbeitskräfte die Maschine anzugeben. Zu einem Beispiele dieser Art, wobei zugleich auf alle vorhandenen Widerstände der Bewegung Rücksicht genommen ist, wollen wir den Fig. 1 dargestellten Kranich mit Tretrad berechnen und zugleich annehmen, dass die aufzuziehenden Werkstücke an zwei Seilen hängen, wie es seitwärts der Fig. 1 dargestellt ist. Wird die Spannung dieser Seile mit S und S′, jene des schief über dem Schnabel fortlaufenden Seiles mit S″, dann die Spannung des vertikal auf die Welle des Tretrades herabgehenden Seiles mit S‴ bezeichnet, so haben wir $Q = S + S'$ (I) und mit Rücksicht auf Reibung und Unbiegsamkeit der Seile zufolge der, im V. Kapitel des I. Bandes vorgetragenen Grundsätze, wenn die dort angenommenen Bezeichnungen beibehalten werden, Fig. 1. Tab. 79.

$S'.E = S(E + n.\delta) + m(S + S').e$ oder $S'(E - m.e) = S(E + n.\delta + m.e)$. Wird hier der Werth von S aus I substituirt, so ist $S'(E - m.e) = (Q - S')(E + n.\delta + m.e)$,

woraus $S' = \dfrac{Q}{2}\left\{\dfrac{1 + \dfrac{n.\delta}{E} + \dfrac{m.e}{E}}{1 + \dfrac{n.\delta}{2E}}\right\} = \dfrac{Q}{2}\left(1 + \dfrac{n.\delta}{2E} + \dfrac{m.e}{E}\right)$ (II) folgt, wo nämlich die Division verrichtet und die Produkte zweier kleiner Brüche gegen die einfachen Potenzen derselben vernachlässigt sind.

Nach §. 456, Band I. beträgt der Druck auf die Achse f der Rolle F nahe genug $\frac{7}{4}S'$; demnach ist $S''.F = S'(F + n.\delta) + \frac{7}{4}S'.m.f$, und hieraus

$S'' = S'\left(1 + \dfrac{n.\delta}{F} + \dfrac{\frac{7}{4}m.f}{F}\right)$ (III). Hat die Rolle über dem Tretrade wieder den Halbmesser F, so ist $S'''.F = S''(F + n.\delta) + \frac{1}{4}S''.m.f$ und $S''' = S''\left(1 + \dfrac{n.\delta}{F} + \dfrac{\frac{1}{4}m.f}{F}\right)$ (IV), weil nämlich der Druck, wodurch die Reibung bewirkt wird, nur noch $\frac{1}{4}S''$ betragen kann, da der Druck auf die vorige Rolle $\frac{7}{4}S''$ war, und beide Drücke, welche die vertikal gespannten Seile bewirken, mit 2 S″ anzunehmen sind.

Nennen wir das Gewicht des Tretrades und der Welle sammt den im Tretrade befindlichen Arbeitern, oder den ganzen Druck auf den Zapfen der Welle $= M$, so wird, da das Seil mit der Spannung S‴ in die Höhe zieht, die Maschine aber herabdrückt, der wirksame Druck auf die Achse $= M - S'''$ seyn. Hieraus entsteht das Moment der Reibung $m(M - S''')\beta$, wenn wir mit β den Halbmesser des Zapfens der Tretradswelle bezeichnen. Demnach ist, bei Annahme des im I. Bande abgeleiteten Ausdruckes für die menschliche Kraft für N Arbeiter $N.k\left(2 - \dfrac{v}{c}\right)\left(2 - \dfrac{z}{t}\right)A = S'''(b + n.\delta) + m(M - S''')\beta$

$= S'''.b\left(1 + \dfrac{n.\delta}{b} - \dfrac{m.\beta}{b}\right) + m.M.\beta$ (V), wo A den Halbmesser des Tretrades und b jenen der Welle bezeichnet.

Um eine Gleichung zwischen der Kraft der Arbeiter und der aufgezogenen Last zu erhalten, multipliziren wir zuerst die Gleichungen II und III, so ist

$$S'' = \frac{Q}{2}\left(1 + \frac{e.m}{E} + \frac{n.\delta}{2E} + \frac{n.\delta}{F} + {}^{7}/_{4}\frac{m.f}{F}\right),$$

worin wieder die Produkte kleiner Brüche vernachlässigt sind. Wird diese Gleichung mit IV multiplizirt, so ist:

$$S''' = \frac{Q}{2}\left(1 + \frac{e.m}{E} + \frac{n.\delta}{2E} + \frac{2n.\delta}{F} + \frac{2m.f}{F}\right).$$

Dieser Werth in die Gleichung V substituirt und abermals multiplizirt, gibt

$$N.k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)A = \frac{Q.b}{2}\left(1 + \frac{e.m}{E} - \frac{m.\beta}{b} + \frac{2m.f}{F} + \frac{n.\delta}{b} + \frac{n.\delta}{2E} + \frac{2n.\delta}{F}\right) + m.M.\beta.$$

Aus diesem Ausdrucke sehen wir, dass die Einflüsse der Reibung einander zum Theile entgegengesetzt sind und daher abgezogen werden, woraus sich nun sogleich schliessen lässt, dass die Widerstände bei dieser Maschine keinen bedeutenden Werth erhalten können. Wäre die Reibung oder $m = 0$ und die Unbiegsamkeit der Seile oder $n.\delta$ ebenfalls $= 0$, so hätten wir die Gleichung $N.k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)A = \frac{Q.b}{2}$, oder die Kraft der Arbeiter multiplizirt mit dem Hebelsarme des Tret- oder auch Spillenrades ist = der aufgezogenen Last, multiplizirt mit dem Halbmesser der Welle und noch mit ½, da die Last wegen der am Schnabel angehängten Rolle von zwei Seilen getragen wird. Die Grösse der Last, welche die Arbeiter zu heben im Stande sind, ergibt sich nun aus der vorigen Gleichung

$$Q = N \cdot k : \frac{\frac{2N.k.A}{b}\left\{\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) - \frac{m.M.\beta}{A.N.k}\right\}}{1 + \frac{e.m}{E} - \frac{m.\beta}{b} + \frac{2m.f}{F} + \frac{n.\delta}{b} + \frac{n.\delta}{2E} + \frac{2n.\delta}{F}} \quad \text{(VI).}$$

Aus dieser mit Rücksicht auf alle Widerstände abgeleiteten genauen Gleichung zwischen Kraft und Last lässt sich die letztere berechnen, im Falle die Kraft und alle Hebelsarme der Maschine gegeben sind, oder umgekehrt.

§. 89.

Wie aus dem I. und II. Bande hinlänglich bekannt ist, handelt es sich bei jeder Maschine nicht sowohl um die Aufstellung der Gleichung zwischen Kraft und Last, sondern vielmehr um die Ausmittelung der Bedingnisse, unter welchen die vorhandene Kraft (der Menschen oder Thiere) so verwendet wird, damit das grösste Arbeitsquantum oder der grösste Effekt der Arbeiter zu Stande kommt. Das letztere ist zwar bei einzelnen Aufzügen nicht so sehr zu berücksichtigen, aber bei grossen Bauten von Brücken, Gebäuden etc., wo das Aufziehen Wochen, Monate, ja selbst Jahre lang dauert, ist es von äusserster Wichtigkeit zu berechnen, wie viel Menschen man anzustellen habe und mit welcher Geschwindigkeit, dann durch wie viel Arbeitsstunden dieselben verwendet werden sollen, um den grössten Effekt zu bewirken. Die Berechnung für diesen Fall wird bei dem Kraniche mit Tretrad auf folgende Weise gemacht:

Es sey die Geschwindigkeit, womit das Tret- oder Spillenrad herumgeht, $= v$ und die Geschwindigkeit der Welle, woran sich das Seil aufwickelt $= v'$, so ist $v : v' = A : b$. Die Geschwindigkeit der Last ist $v'' = \frac{v'}{2}$ oder $v' = 2v''$; da nämlich die Last an zwei

Seilen hängt, so muss jedes Seil z. B. um 1 Fuss gehoben, folglich 2 Fuss Seil an der Welle aufgewickelt werden, wenn die Last um 1 Fuss steigen soll. Wir haben daher $v : 2v'' = A : b$ und $v'' = \frac{v\,.\,b}{2A}$. In einer Sekunde wird die Last auf diese Höhe $\frac{v\,.\,b}{2A}$ gehoben, man findet daher die Zeit, in welcher sie auf die ganze Höhe H grbracht wird, aus dem vierten Gliede der Proporzion $\frac{v\,.\,b}{2A} : 1^{\text{Sec.}} = H : \frac{H\,.\,2A}{v\,.\,b}$. In dieser Zeit erfolgt ein Aufzug, die Anzahl n aller Aufzüge, welche in der wirklichen Arbeitszeit $3600\, z^{\text{Sec.}}$ eines Tages gemacht werden, ergibt sich daher aus der Proporzion $\frac{H\,.\,2A^{\text{Sec.}}}{v\,.\,b} : 1 = 3600\, z^{\text{Sec.}} : n$, woraus $n = \frac{3600\, z\cdot v\cdot b}{H\,.\,2A}$. Wird nun die Anzahl der täglichen Aufzüge mit der jedesmal aufgezogenen Last Q multiplizirt, so erhält man den Effekt oder die Last, welche in einem Tage aufgezogen wird

$$n\,.\,Q = \frac{3600\, z\,.\,v\,.\,b}{H\,.\,2A} \cdot \frac{\frac{2N\,.\,k\,.\,A}{b}\left\{\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) - \frac{m\,.\,M\,.\,\beta}{A\,.\,N\,.\,k}\right\}}{1 + \frac{e\,.\,m}{E} - \frac{m\,.\,\beta}{b} + \frac{2m\,.\,f}{F} + \frac{n\,.\,\delta}{b} + \frac{n\,.\,\delta}{2E} + \frac{2\,n\,.\,\delta}{F}}$$

Wird hier mit $\frac{c}{c}$ und $\frac{t}{t}$ im Zähler multiplizirt, so ist

$$n\,.\,Q = \frac{3600\; t\,.\,c\,.\,N\,.\,k}{H} \cdot \frac{\frac{v}{c} \cdot \frac{z}{t}\left\{\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) - \frac{m\,.\,M\,.\,\beta}{A\,.\,N\,.\,k}\right\}}{1 + \frac{e\,.\,m}{E} - \frac{m\,.\,\beta}{b} + \frac{2m\,.\,f}{F} + \frac{n\,.\,\delta}{b} + \frac{n\,.\,\delta}{2E} + \frac{2\,n\,.\,\delta}{F}} \text{(VII).}$$

Da die Reibung bei jeder Maschine ohnehin wenig betragen darf, folglich auch die im Zähler erscheinende negative Grösse beinahe $= 0$ ist und eben so auch die Brüche, welche im Nenner zur Einheit addirt werden, beinahe vernachlässigt werden können, so sehen wir, dass in dem Ausdrucke für den Effekt, welcher vorzüglich durch das Produkt $\frac{3600\, t\,.\,c\,.\,N\,.\,k}{H}$ bestimmt wird, die Hebelsarme der Maschine oder 2A und b ganz entfallen sind. Sie sind daher für den Effekt, wie wir es auch schon bei den andern Maschinen gesehen haben, ganz gleichgiltig. Der aufgestellte Ausdruck hat übrigens dieselbe Form, wie jener, welchen wir im I. Bande, §. 41. für das Tragen einer Last in einem Traggefässe oder Butte abgeleitet haben. Wir fanden nämlich dort $\frac{v}{c} = \frac{z}{t} = 1 - \frac{B}{2k}$ und so muss nun auch hier $\frac{v}{c} = \frac{z}{t} = 1 - \frac{m\,.\,M\,.\,\beta}{2A\,.\,N\,.\,k}$ seyn; demnach hat nur das Gewicht der Maschine einen Einfluss auf die Bestimmung von v und z.

Beispiel. Es sey das Gewicht der Maschine, nämlich des Tretrades sammt Welle $= 600$ ℔ und das Gewicht der hierin befindlichen zwei Arbeiter $= 250$ ℔, demnach $M = 850$ ℔, der Wellzapfen von Eisen und $\beta = 1$ Zoll, der Reibungskoeffizient für Eisen auf Eisen $m = \frac{1}{8}$, der Halbmesser des Tret- oder Spillenrades $A = 6$ Fuss

$= 72$ Zoll, endlich die Kraft der angestellten zwei Arbeiter $N.k = 50$ ℔, so muss für die beste Verwendung dieser Arbeiter $\frac{v}{c} = \frac{z}{t} = 1 - \frac{\frac{1}{8}.850.1}{2.72.50} = 1 - \frac{1}{68}$ seyn, wofür man ohne Anstand $\frac{v}{c} = \frac{z}{t} = 1$ setzen kann.

Bei den, von *Perronet* in Frankreich gebrauchten Kranichen war die Welle von Holz und der Durchmesser des Zapfens $2\beta = 8$ Zoll; im Falle daher der letztere gut abgedreht und sammt dem hölzernen Lager eingeseift wurde, ist $m = \frac{1}{20}$ anzunehmen, demnach $\frac{v}{c} = \frac{z}{t} = 1 - \frac{\frac{1}{20}.850.4}{2.72.50} = 1 - \frac{1}{42}$, also abermals so wenig Unterschied, dass man $\frac{v}{c} = \frac{z}{t} = 1$ annehmen kann. Als Regel für solche Fälle gilt daher die Bestimmung $v = c$ und $z = t$, oder die Arbeiter müssen sich mit der mittlern Geschwindigkeit durch die gewohnten Arbeitsstunden anstrengen, um den grössten Effekt zu bewirken. Hiebei ist jedoch vorausgesetzt, dass die Stillstandszeit, welche nach jedem Aufzuge zum Abbinden der Last, zum Herablassen des Seiles und zum Anbinden einer neuen Last verwendet wird, nicht mehr als die gewöhnliche Ruhezeit beträgt; fände nämlich hievon eine Abweichung Statt, so würde auch die Geschwindigkeit v der Arbeiter und ihre wirkliche Arbeitszeit z, wie wir im nächsten §. sehen werden, ganz andere Werthe als c und t erhalten.

Werden die oben gefundenen Werthe $v = c$ und $z = t$ in die abgeleiteten Gleichungen substituirt, so erhalten wir

die Last $Q = \dfrac{\frac{2N.k.A}{b}\left(1 - \frac{m.M.\beta}{A.N.k}\right)}{1 + \frac{e.m}{E} - \frac{m.\beta}{b} + \frac{2m.f}{F} + \frac{n.\delta}{b} + \frac{n.\delta}{2E} + \frac{2n.\delta}{F}}$,

die Zeit eines Aufzuges $= \frac{H.2A}{c.b}$,

die Anzahl der Aufzüge in einem Tage $n = \frac{3600\,t.c.b}{H.2A}$ und den täglichen Effekt

$$n.Q = \frac{3600\,t.c.N.k}{H} \cdot \frac{1 - \frac{m.M.\beta}{A.N.k}}{1 + \frac{e.m}{E} - \frac{m.\beta}{b} + \frac{2m.f}{F} + \frac{n.\delta}{b} + \frac{n.\delta}{2E} + \frac{2n.\delta}{F}}.$$

§. 90.

Beispiel. Es sey der Halbmesser des Tret- oder Spillenrades $A = 6$ Fuss $= 72$ Zoll, der Durchmesser der Welle $2b = 12$ Zoll und der Zapfen von Holz $2\beta = 8$ Zoll, der Reibungskoeffizient $m = \frac{1}{20}$ und das Gewicht $M = 850$ ℔, dann die mittlere Kraft der angestellten zwei Arbeiter $N.k = 50$ ℔. Bei der ersten Rolle sey $\frac{2E}{2e} = \frac{12''}{2''} = 6$, bei der zweiten und dritten Rolle aber $\frac{2F}{2f} = \frac{24''}{2''} = 12$, dann der Reibungskoeffizient für beide Rollen $m = 1/8$. Die Grösse der Unbiegsamkeit der Seile habe man durch einen Versuch bestimmt und hierbei $n . \delta = 1/4$ Zoll gefunden.

Werden diese Werthe substituirt, so ist

$$Q = \frac{\frac{2.50.72}{6}\left(1 - \frac{1}{20} \cdot \frac{850.4}{72.50}\right)}{1 + 1/8 \cdot 1/6 - 1/20 \cdot 4/6 + 2 \cdot 1/8 \cdot 1/12 + 1/4 \cdot 1/6 + 1/4 \cdot 1/12 + 1/4 \cdot 2/12}$$

$$= \frac{1200\,(1 - 0{,}0472)}{1{,}1125} = 1200 . 0{,}8564 = 1028 \text{ ℔.}$$

Die Widerstände der Reibung und Unbiegsamkeit der Seile betragen daher $14{,}3$ Prozent, welches allerdings im Vergleiche mit andern Maschinen unbedeutend ist. Demnach wird eine Last von $10 1/4$ Zentnern bei diesem Kraniche von zwei Menschen aufgezogen werden können.

Nehmen wir nun an, der Kranich stehe auf einem erhöhten Punkte und die Aufzugshöhe sey $H = 60$ Fuss, so ist die Zeit eines Aufzuges $= \frac{60.72.2}{2{,}5.6} = 576^{\text{Sec.}}$. Nach diesem Aufzuge muss nun eine Ruhezeit von $\frac{576}{2} = 288^{\text{Sec.}}$ folgen, während welcher die Last durch andere Menschen abgebunden, das Seil herabgelassen und abermals eine neue Last angebunden werden muss. Die Anzahl der Aufzüge in einem Tage ist $= \frac{8.3600}{576} = 50$ und daher der Effekt, welcher in einem Tage Statt findet $= 1028.50$ ℔ $= 514$ Zentner. Diess ist der vortheilhafteste Effekt, welcher bei dieser Maschine durch zwei Arbeiter von mittlerer Stärke bewirkt werden kann.

Wären die Widerstände der Reibung und Unbiegsamkeit der Seile $= 0$, so erhält man den Effekt, wenn man das mechanische Moment der zwei Arbeiter $3600\, t . c . N . k$ mit der Aufzugshöhe von 10 Klaftern dividirt. Diess gibt in unserm Falle

$$\frac{3600 . t . c . N . k}{H} = \frac{12000 \text{ Klafter}}{10 \text{ Klafter}} \cdot 50 = 600 \text{ Zentner.}$$

§. 91.

Die Gleichung zwischen Kraft und Last und die Berechnung des Effektes wird auf gleiche Art bei den andern beschriebenen Kranichen abgeleitet. Wir wollen diese Berechnung noch für die Fig. 1 bis 17 dargestellte transportable Aufzugsmaschine machen, hierbei aber auf die ohnehin unbedeutenden Widerstände der Reibung und Unbiegsamkeit der Seile keine Rücksicht nehmen. Fig. 1 bis 17.

Es sey der Halbmesser der Welle $= F$ und des Stirnrades $= E$, jener der Kurbel $= C$ und des Getriebes $= D$, so ist die Gleichung zwischen Last und Kraft $Q = N \cdot k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)\frac{C}{D} \cdot \frac{E}{F}$. Wir wollen nun annehmen, dass die Stillstandszeit nach jedem Aufzuge mehr als die Hälfte der wirklichen Arbeitszeit beträgt, wie es bei solchen Arbeiten häufig der Fall ist. Das Abbinden der Last und das neue Anbinden einer zweiten Last erfordern häufig eine bedeutende Zeit, welche durch die Umstände gegeben wird. Wir wollen diese Zeit zu ¼ Stunde = $900^{\text{Sec.}}$, dann die Aufzugshöhe mit $H = 6$ Klafter annehmen. Die Dimensionen der Maschine wollen wir wie bei einem in England abgemessenen Kraniche, und zwar den Halbmesser der Kurbel mit $C = 12$ Zoll und der Welle oder Trommel $F = 3$ Zoll, dann das Stirnrad mit 56 und das Getriebe mit 8 Zähnen annehmen. Demnach ist $Q = N.k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)\frac{12}{3} \cdot \frac{56}{8} = N.k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)28$, und wenn wir wieder zwei Arbeiter von mittlerer Kraft annehmen, $Q = 1400\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)$.

Die Geschwindigkeit, womit die Last in die Höhe steigt, ergibt sich aus der Gleichung $v'' = v \cdot \frac{D}{C} \cdot \frac{F}{E} = \frac{v}{28}$ und die Zeit eines Aufzuges auf die Höhe H ist $= \frac{H}{v''} = \frac{28H}{v} = \frac{1008}{v}$. Da nach jedem Aufzuge den Bedingnissen der Aufgabe zufolge eine Stillstandszeit von $900^{\text{Sec.}}$ Statt findet, so beträgt die ganze Zeit von einem Aufzuge zum andern $\frac{28H}{v} + 900$. Nunmehr kann man die wirkliche Arbeitszeit z eines Tages aus folgender Proporzion finden: Wie sich die ganze Zeit von einem Aufzuge zum andern $\frac{28H}{v} + 900$ zur Zeit $\frac{28H}{v}$, während welcher wirklich gearbeitet wird, verhält; eben so verhält sich die ganze Anzahl von 12 Stunden oder die Zeit der Ruhe und der Arbeit zur wirklichen Arbeitszeit z in einem Tage. Diess gibt $\frac{28H}{v} + 900 : \frac{28H}{v} = 12 : z$, woraus $z = \frac{28.12H}{28H + 900v}$.

Werden hier für die Geschwindigkeit v verschiedene Werthe angenommen, so kann man jedesmal das zugehörige z und demnach auch die Last Q finden.

Die Anzahl n der Aufzüge in einem Tage wird erhalten, indem entweder die Zeit z durch $\frac{28H}{v}$, oder die Zeit von 12 Stunden durch $\frac{28H}{v} + 900$ dividirt wird.

Multiplizirt man endlich die aufgezogene Last Q mit der Anzahl n der täglichen Aufzüge, so erhält man den Effekt oder das Arbeitsquantum in einem Tage.

Nach dieser Anleitung haben wir die folgende Tabelle für unsern Fall, wo die Aufzugshöhe $H = 36$ Fuss ist, berechnet:

Geschwindigkeit der		Zeit eines Aufzuges $\frac{1008}{v}$	Zeit von einem Aufzuge zum andern $\frac{1008}{v} + 900$	Wirkliche Arbeitszeit z	Aufgezogene Last Q	Anzahl der Aufzüge in einem Tage n	Effekt in einem Tage n.Q
Kraft v	Last $\frac{v}{28}$						
N. Oe. Fuss		Sekunden		Stunden	N.Oe. Pfund		N. Oe. Pfund
0,5	0,02	2016	2916	8,30	2426	14,8	35905
1,0	0,04	1008	1908	6,34	2705	22,6	61133
1,5	0,05	672	1572	5,13	2663	27,5	73233
1,8965	0,07	531,5	1431,5	4,455	2508,1	30,2	75745
2,0	0,07	504	1404	4,31	2455	30,8	75614
2,5	0,09	403	1303	3,71	2151	33,2	71413
3,0	0,11	336	1236	3,26	1784	35,0	62440
3,5	0,13	288	1188	2,91	1374	36,4	50014
4,0	0,14	252	1152	2,63	936	37,5	35100
4,5	0,16	224	1124	2,39	476	38,4	18278

Der vortheilhafteste Werth für v lässt sich aus der, im I. Bande Seite 110 für solche Fälle aufgestellten Gleichung $u^3 - 3u^2\left(\frac{p+2}{p}\right) + u\left(\frac{3p+2}{p}\right)\left(\frac{p+1}{p}\right) - \left(\frac{p-1}{p}\right) = 0$ bestimmen. Hierin ist $u = 1 - \frac{v}{c}$ und $p = \frac{2\varrho}{\alpha}$, oder = der doppelten Ruhezeit, dividirt durch die Zeit eines Aufzuges bei der mittlern Geschwindigkeit. In unserm Falle ist $2\varrho = 1800$ und (nach Seite 107) $\alpha = \frac{H}{c} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{E}{F} = \frac{36}{2,5} \cdot 28 = 403,2$; demnach $\frac{2\varrho}{\alpha} = 4,46$. Diess kommt mit dem Werthe $\frac{2\varrho}{\alpha} = 4,5$ in der berechneten Tabelle, Seite 111, nahe überein; wollte man aber noch genauere Bestimmungen für $\frac{v}{c}$ und $\frac{z}{t}$ finden, so ergeben sich selbe aus der Auflösung der vorstehenden Gleichung des dritten Grades.

Der Tabelle Seite 111 zu Folge ist für $\frac{2\varrho}{\alpha} = 4,5$ der vortheilhafteste Werth $\frac{v}{c} = 0,7586$ also $v = 2,5 \cdot 0,7586 = 1,8965$ Fuss; dann ist nach der obern Tabelle $z = 4,455$ Stunden.

Aus dieser Rechnung und der beigefügten Tabelle ersehen wir, dass der grösste Effekt bei dieser Maschine für den Fall als die Stillstandszeit nach jedem Aufzuge $900^{\text{Sec.}}$ beträgt, bei der Geschwindigkeit $v = 1,8965$ Fuss Statt findet; er beträgt nämlich für zwei Arbeiter 757 Zentner in einem Tage. Jemehr die wirkliche Geschwindigkeit und Arbeitszeit von den gefundenen vortheilhaftesten Werthen abweichen, desto geringer ist auch der Effekt.

Wäre es möglich, die Arbeit so einzurichten, dass die Stillstandszeit nach jedem Aufzuge nur halb so viel als die wirkliche Arbeitszeit ausmacht, so wird der grösste

Effekt derselben zwei Arbeiter in einem Tage $= \frac{12000 \text{ Klafter} \times 50 \text{ ℔}}{6 \text{ Klafter}} = 1000$ Zentner seyn, welcher demnach um 32 Prozent mehr beträgt, obgleich die Arbeiter sich in einem wie dem andern Falle gleich viel anstrengen.

Wäre es möglich, bei dieser Maschine die Verhältnisse der Hebelsarme abzuändern, so kann auch dadurch der grösstmögliche Effekt von 1000 Zentnern in einem Tage bewirkt werden. Diess geschieht durch dieselbe Einrichtung, welche wir bereits für einen ähnlichen Fall im I. Bande §. 109 angegeben haben. Die Verhältnisse der Hebelsarme der Maschine müssen nämlich so abgeändert werden, dass sich die wirkliche Aufzugszeit $\frac{H}{v''} = \frac{H}{v} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{E}{F}$ zu der Aufzugs- und Ruhezeit $\frac{H}{v} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{E}{F} + 900$, wie die Zeit von 8 Stunden zu 12 Stunden verhält, oder
$\frac{H}{v} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{E}{F} : \frac{H}{v} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{E}{F} + 900 = 8 : 12$. Setzt man $H = 36$ Fuss und $v = c = 2,5$ Fuss, wie es bei der besten Verwendung mittelstarker Arbeiter der Fall seyn muss, so ergibt sich $\frac{C.E}{D.F} = 125$. Wird der Kranich mit diesem Verhältnisse des Räderwerkes eingerichtet, so beträgt die Zeit eines Aufzuges $\frac{H}{v''} = \frac{125\, H}{v} = \frac{125 . 36}{2,5} = 1800^{\text{Sec.}}$, wozu nach jedem Aufzuge eine Stillstandszeit von $900^{\text{Sec.}}$ kommt. Es werden demnach in einem Tage $\frac{8 . 3600}{1800} = 16$ Aufzüge geschehen; die jedesmalige Last ist
$Q = 125 . 50 \text{ ℔} = 62,5$ Zentner; demnach der Effekt in einem Tage $16 . 62,5 = 1000$ Zentner. Die zwei Arbeiter werden daher wirklich den grössten Effekt leisten, welcher nur immer durch ihre Kraft bewirkt werden kann. Da übrigens der grösste Effekt von dem vorhin mit 757 Zentner berechneten bereits um 32 Prozent abweicht, und bei Annahme jeder andern Geschwindigkeit nach Ausweis der obigen Tabelle ein noch geringerer Effekt entsteht, so sieht man von selbst, wie wichtig es sey, solche Berechnungen bei allen derlei Maschinenanlagen zu machen, um in jedem Falle von der zweckmässigsten Verwendung der disponiblen Arbeitskräfte versichert zu seyn.

III. Kapitel.

Schlagwerke und Pfahlrammen.

§. 92.

Werden schwächere Pfähle von 2 bis 4 Zoll Stärke zur Einschränkung eines Platzes in die Erde geschlagen, oder als Hauptpfähle zur Umzäumung eines Feldes aufgestellt, so werden die Ende derselben spitzig behauen, zuweilen auch zur Verhütung ihrer Fäulniss an der Oberfläche im Feuer verkohlt und dann im lockern Grund bloss mit hölzernen Schlägeln oder Handfäusteln bis zu einer solchen Tiefe eingetrieben, dass sie den Winden und andern Beschädigungen hinlänglichen Widerstand zu leisten vermögen. In schotterigen oder solchen Gründen, worin sich mehrere Steine vorfinden, pflegt man, besonders in dem Falle, wenn die Pfähle in ordentlichen Reihen gesetzt werden sollen, vorläufig mit einem andern Pfahle, der am untern Ende mit einem eisernen Schuhe und oben mit einem eisernen Reifen beschlagen ist, Löcher vorzuschlagen, in welche sodann die aufzustellenden Pfähle eingesetzt und mittelst Schlägel so fest als möglich eingetrieben werden. Auf gleiche Art wird das Aussetzen der Waldblössen oder Hutweiden, die zur Waldkultur bestimmt sind, von einem Heger und einigen beigegebenen Kindern verrichtet; die letztern tragen die Setzlinge aus der Baumschule in kleinen Körben herbei, setzen sie in die, von dem vorausgehenden Heger mit dem eisernen Setzkolben gemachten Löcher ein und füllen sogleich die leeren Räume mit Erde an. Man hat Beispiele, dass auf solche Art ein Heger mit Beihilfe einiger Kinder täglich 6000 bis 9000 Stämmchen ausgesetzt oder eine Area von 2 bis 3 Joch bepflanzt hat.

Wenn die Ufer der Flüsse durch Flechtzäume gegen weitere Angriffe gesichert werden sollen, pflegt man schon stärkere 3 bis 4zöllige Pfähle von mehreren Fuss Länge zu wählen und sie mit mehr Gewalt einzuschlagen. Hiezu bedient man sich der zweimännigen Schlägel, in der Zimmermannssprache Zwiemandl genannt. Diess sind hölzerne Rammklötze, Fig. 14, welche beiderseits mit gebogenen Armen, und oben und unten mit einem hinlänglich starken Beschläge versehen sind. Diese Arme dienen den Arbeitern als Handhaben, womit sie den Klotz ergreifen, so hoch als möglich aufheben und dann auf den Pfahl herabfallen lassen. Da diese Klötze durch blosses Heben mit den Armen nicht hoch gehoben werden können, so pflegt auch ein Arbeiter den Klotz in die Höhe zu schnellen, während ihn der andere hält und ihm bei dem Herabfallen die gehörige Richtung gibt. Man pflegt auch 3männige und selbst 4männige Schlägel anzuwenden. Da aber ein Mensch bei anhaltender Arbeit nicht mehr als höchstens 30 ℔

Fig. 14. Tab. 82.

heben kann, so beträgt auch das Gewicht eines zweiarmigen Rammklotzes nicht über 60 ℔, wenn aber derselbe 4 Arme hat, nur 120 und bei sehr starken Arbeitern höchstens 150 ℔. Nehmen wir für den äussersten Fall an, dass ein solcher Schlägel auf $3\frac{1}{3}$ Fuss Höhe gehoben wird, so ist sein Bewegungsmoment $3\frac{1}{3} \,.\, 150 = 500$. Werden also auch sehr starke Arbeiter hiezu gewählt und nur durch einige Stunden des Tages wirklich verwendet, so bleibt die Wirkung eines solchen Schlägels doch immer klein. Man pflegt zwar zur Vermehrung des Eindringens der Pfähle das Gerüst, worauf die Arbeiter stehen, vor dem Ende des Schlagens an den Pfahl anzuklammern, um auf solche Art, wie die folgende Theorie zeigen wird, die Wirkung des Schlages durch das Gewicht des Gerüstes und der Arbeiter zu vermehren, allein dem ohngeachtet können bei diesem Verfahren nur Pfähle von 3 bis 4 Zoll Stärke eingeschlagen werden, welche dann auch einen verhältnissmässig geringern Widerstand leisten oder nur mit einer kleinern Last beschwert werden können.

§. 93.

Diese Manipulazion hat übrigens den Vortheil, dass sie schnell von Statten geht und daher in jenen Fällen, wo es auf keine grosse Festigkeit ankommt, mit Vortheil zu gebrauchen ist. Während der Bauführung der Budweiser Eisenbahn habe ich viele tausend Pfähle von 4 bis 5 Zoll Stärke mit diesen Schlägeln einrammen lassen; wenn nämlich die Eisenbahn mittelst eines Dammes über ein Thal von mehrern Klaftern Tiefe oder über sumpfige Grundstücke geführt werden sollte, wurden Uiberbrückungen erbaut, hierauf die Bahn gelegt und dann mit Benützung derselben die Erde, Schotter und Steine zur Herstellung der Dämme zugeführt. Eine solche Uiberbrückung bestand aus 4 bis 6 zölligen, runden, in ihrem natürlichen Zustande verwendeten Pfählen, welche bloss an ihrem stärkern Ende zugespitzt und je 4 und 4 in Form von Jochen von 6 zu 6 Fuss Entfernung mit den beschriebenen Schlägeln eingetrieben, oben durch eine 6 Zoll breite und 7 Zoll hohe, dann 6 Fuss lange aufgezapfte Querschwelle verbunden wurden. Uiber diese Schwellen wurden die Bahnhölzer in der Entfernung der Geleiseweite aufgezapft und mit schmiedeisernen Schienen, wie wir im I. Bande §. 595, Seite 662 angegeben haben, beschlagen. Eine solche Uiberbrückung, welche allenfalls noch mit einigen Spreitzen versehen wurde, hatte die hinreichende Festigkeit, um mit Eisenbahnwägen befahren zu werden, man konnte daher über dieselbe die Erde, Schotter und Steine zur Herstellung des Dammes, so wie auch die Baumaterialien zur Anlage der Wasserdurchlässe zuführen, wogegen ohne diese Vorrichtung die Landzufuhr auf den unwegsamen Grundstücken neben der Eisenbahn sehr beschwerlich und äusserst kostspielig gewesen wäre. Der Gebrauch der obengenannten Schlägel erschien daher bei dieser Arbeit, die nur eine leicht aufgeführte, für eine kurze Dauer berechnete Pilottirung bezweckte, von vielem Vortheile.

§. 94.

Sind jedoch Pfähle einzutreiben, welche grössere Lasten fortwährend tragen sollen, so muss man sich hiezu der eigentlich sogenannten **Schlagwerke**, **Rammen** oder **Rammaschinen** bedienen. Das wesentlichste Stück dieser Maschinen ist ein grosser Block von Eichenholz oder Gusseisen, **Hoyer**, **Rammbär** oder **Rammklotz** genannt, welcher mittelst eines Seiles in die Höhe gezogen und sodann auf einen darunter befindlichen Pfahl fallen gelassen wird, wodurch nun der Schlag oder Stoss, welcher den Kopf des Pfahles trifft, denselben zum Eindringen in die Erde nöthigt. Wird das Seil, woran der Rammklotz befestigt ist, mit seinem andern Ende über eine Rolle geleitet und daselbst von den Arbeitern unmittelbar angezogen und so der Rammklotz gehoben, so wird diess eine Lauframme, Handzugramme oder gewöhnliches Schlagwerk genannt; ist aber ein Räderwerk oder Hebezeug vorhanden, um schwerere Klötze und diese auf grössere Höhen aufzuziehen, so nennt man diess eine Kunstramme oder Maschinenschlagwerk.

§. 95.

Fig. 8 bis 14 enthält die Darstellung einer gemeinen Zugramme, welche in Böhmen sehr häufig gebraucht wird und sich durch Einfachheit in der Bauart, leichte Aufstellung und Zerlegung, geringe Breite des Schwellwerkes und unbedeutende Anschaffungskosten für alle Fälle empfiehlt, wo Pfähle keine sehr bedeutenden Lasten zu tragen oder den Einwirkungen heftig strömender Wässer und anderer Elementar-Ereignisse nicht zu begegnen haben. Fig. 8 bis 14. Tab. 81.

Das Schwellwerk bei dieser Maschine besteht aus zwei gleichlaufenden, 16 Fuss langen, 6 zölligen Balken AB, CD (Fig. 10) die durch Querschwellen in gleicher Weite von einander gehalten werden. Die äussersten Ende dieser Balken sind mit eisernen Ringen umgeben, dann vorne bei i und l zwei Zapfenlöcher für die Laufruthen und zunächst denselben die vordere Querschwelle EF angebracht. Von der letztern ist das Ende bei F in die Längenschwelle CD verzapft und verbohrt, das andere Ende aber durchgreift die zweite Schwelle AB mittelst eines wagrechten Zapfens und wird ausser derselben mit einem, senkrecht gegen die Schwelle eingetriebenen Keile festgehalten. Zwei eingezapfte Querschwellen G, H an dem entgegengesetzten Ende des Schwellwerkes bewirken daselbst seine Haltung. Sie sind 19 Zoll von einander entfernt, und in ihrer Mitte ist mittelst Zapfen ein gespaltener, zur Seite gebohrter Holzkörper, der Schuh v befestigt, der Fig. 14 in der vordern Ansicht erscheint.

Die zwei 5 zölligen Laufruthen ih, kl (Fig. 8) sind 15 bis 21 Fuss hoch, oben mittelst verkeilter Zapfen in ein Querholz pp′ befestigt und unten mit losen Zapfen in die passenden Löcher bei i und l der Schwellen eingestellt. Den senkrechten Stand der Laufruthen sichern von der Seite 2 bis 3 zöllige, 18 Fuss lange runde Stangen M, N, die durch Ringe an die Laufruthen auf $^3/_4$ ihrer Höhe beweglich angebracht, unten aber mit kurzen Haken beschlagen sind, um schief gestellt und nach Zulässigkeit in ein nahe gelegenes Gerüstholz oder an einen nebenstehenden Pfahl mit der Axt eingetrieben zu werden, und auf diese Art als Streben den Schwankungen der Laufruthen entgegen zu wirken.

Die Beweglichkeit der Laufruthen nach vorn und hinten verhindert die Leiter KL, (Fig. 9) welche 4 Zoll breit, 5 Zoll hoch, und so lang gemacht wird, dass sie von der Spalte des Schuhes v bis über das Querholz pp′ der Laufruthen reicht, und daselbst mittelst einer schräg eingesetzten Schraube uu′ zur Seite des Klobens der Rolle festgemacht wird; die Leiter verbindet daher als Strebe die Laufruthen mit dem Schwellwerke. In Entfer-

Fig. 8 bis 14. Tab. 81. nungen von 12 zu 12 Zoll sind durch die Leiterstange 1½ Fuss lange Sprossen geschoben, um auf denselben bis zum Scheitel der Zugramme gelangen zu können, die Rollzapfen zu schmieren, das Tau einzulegen u. dgl. Das untere Ende der Leiterstange ist mit Löchern, die im Verbande gebohrt sind, versehen, um nach Bedarf mehr oder weniger gesenkt und in der Spalte des Schuhes durch einen seitwärts eingetriebenen eisernen, an einem Kettchen hängenden Vorstecknagel in festem Stand erhalten zu werden. Durch Verkürzung der Länge der Leiter mittelst Versenkung ihres untern Endes wird eine etwas schräge Stellung der Laufruthen bewirkt, wenn die Pfähle nicht ganz senkrecht eingeschlagen werden sollen. Zu diesem Behufe müssen die Zapfenlöcher bei i und l in den Langschwellen so weit ausgearbeitet seyn, um den Laufruthen einen kleinen Spielraum zu gewähren. Ausser diesen Verstrebungen wird das Schwellwerk noch mit eisernen Zimmermannsklammern an das darunter liegende Gerüste festgeschlagen.

Der Hoyer oder Rammbär bei dieser Maschine hat 18 Zoll im Quadrat, 3 Fuss Höhe und ein Gewicht von 4 bis höchstens 6 Zentnern. Er wird von hartem Holze, am besten aus dem Wurzelende von Steineichen ausgehauen, sonst aber von Ahorn, Eschen oder Ulmenholz verfertigt; er wird oben mit einem eisernen Oehre a (Fig. 11), dessen Ende den Holzkörper umfassen, unten aber mit einer zwei Zoll dicken schmiedeisernen Platte b c versehen, deren aufwärts gerichtete Pratzen durch Nägel am Hoyer festgemacht sind. Vier durchgehende kurze hölzerne Arme d f, e g an den Seitenflächen des Hoyers lassen zwischen sich einen so grossen Raum frei, als die Dicke der Laufruthen h i, k l erfordert, damit auf diese Art der Hoyer weder auswärts, noch einwärts fallen kann, demnach in seiner Bahn zwischen den Laufruthen bleiben muss. Vier starke Ringe umschliessen den Holzklotz in der Gegend der Arme und haben sowohl eine Vermehrung seiner Festigkeit, als auch seines Gewichtes zum Zwecke. Um bei der Bewegung des Hoyers die Reibung der eisernen Reifen m m, n n an den Laufruthen zu vermeiden, sind zwischen diese Reifen auf zwei Seiten Breter m n, m n fest eingeschoben, welche man der leichtern Bewegung wegen mit Seife einschmiert, und wenn sie abgenützt sind, wieder erneuert.

Seit drei Jahren werden bei den Pilottirungen der Prager Wehren und der Eisböcke gusseiserne Rammbären angewendet, wovon Fig. 15 die vordere und Fig. 16 die Seitenansicht darstellt. Diese wiegen wie die vorbeschriebenen früher gebrauchten hölzernen Hoyer 420 N. Oe. Pfund. Die hölzernen Arme sind durch im Gusse gelassene Oeffnungen gesteckt; der schmiedeiserne Ring zum Anbinden des Rammtaues wird bei dem Gusse in die Sandform eingelegt und mit angegossen. Hölzerne Reibungsbreter von 1 Zoll Stärke sind auch hier zwischen den Armen befestigt, diese Arme selbst aber nur 1 Zoll breit, 2 Zoll hoch und 2⅓ Zoll lang. Da der gusseiserne Rammklotz viel kleiner als der hölzerne ist, so müssen die Laufruthen auch näher zusammengestellt werden.

Das Rammtau, welches an dem Oehre a des Hoyers angebunden ist, geht über die Rolle o, deren Scheere beweglich an einem Kloben in der Mitte des Querholzes p p′ hängt, welches die Laufruthen zusammenhält. In der angemessenen Höhe, die sich nach dem jedesmaligen Stande des Pfahles ändert, ist ein Knebel r r′ in einer Schlinge des Rammtaues wagrecht eingebunden. Uiber dem Knebel hängt eine zweite Schlinge s s′ (Fig. 13) das Kranztau, von welchem aus die Zugleine der ein-

Fig. 8 bis 14. Tab. 81.

zelnen Arbeiter frei herabhängen, und am untern Ende abermals mit kurzen Knebeln versehen sind. Während der Pfahl bei dem Einschlagen immer tiefer und tiefer kriecht und die Zugleine der Arbeiter zu sehr in die Höhe kommen, wickeln diese nach und nach so viel Zugleine von den unten hängenden Knebeln ab, als zur bequemen Erreichung der letztern nothwendig ist. Langt dieses Mittel nicht mehr aus, so wird der Knebel r r′, woran das Kranztau hängt, tiefer gebunden, die Zugleine an den daran befestigten Knebeln wieder aufgewickelt und nun auf gleiche Art wie vorher verfahren. Die Zugleine werden auch oft unmittelbar, wie Fig. 9 an das Rammtau angebunden.

Wird es nothwendig den Hoyer aus den Laufruthen herauszunehmen, so wird der Vorsteckkeil aus der Querschwelle EF herausgezogen und die Schwelle AB in die durch Punktirung Fig. 10 dargestellte Lage gebracht, wodurch der Hoyer frei ist. Sollen aber Pfähle Behufs des Schlagens erst eingestellt werden, so wird der Hoyer abgebunden und der Pfahl mit dem Rammtaue aufgezogen und eingesetzt.

Die Leiter, Rolle, die drei Querschwellen und der Schuh sind von hartem, alle übrigen Balken aber von weichem Holze. Der Trietzkopf, welcher sonst bei Schlagwerken am obern Ende der Laufruthen angebracht ist und zum Aufrichten der einzurammenden Pfähle dient, ist hier durch die Rolle und das Rammtau ersetzt, von welchem letztern der Hoyer nach Bedarf losgebunden, aus den Laufruthen herausgenommen, dann der Pfahl angebunden, durch die Mannschaft in die Höhe gehoben und gerichtet wird.

Die geringe Breite des Schwellwerkes gewährt den Vortheil, dass man dieses Schlagwerk selbst in die engsten Räume aufzustellen vermag, allein es mangelt dieser Maschine an einer Vorrichtung zum Einrammen sehr schief gelagerter Pilotten. Uibrigens wird die Zahl der Arbeiter gewöhnlich 3mal so gross genommen, als der Hoyer in Zentnern wiegt, wozu noch ein Führer (Kommandant) kommt, dem die andern Arbeiter in zwei Hälften zur Seite stehen und dem es obliegt die Arbeit zu leiten. Ausserdem wird jedem Schlagwerke ein Zimmermann zur Dirigirung des Pfahles beigegeben.

Bei den Pilottirungen der Wehren an dem Moldauflusse in Prag hat der Hoyer ein Gewicht von 4⅕ N. Oe. Zentner, wozu 12 Mann und ein Führer angestellt werden. Die Höhe der zwei vertikalen Laufruthen beträgt 20 Fuss und es werden damit Pfähle von 18 und mehr Fuss Höhe zwischen die Laufruthen eingehoben und gewöhnlich so lange eingetrieben, bis sie auf eine Reihe von 30 hintereinander folgenden Schlägen (eine Hitze) nur noch ¼ bis ½ Linie eindringen.

§. 96.

Sollen Pfähle mit grösserer Gewalt eingetrieben werden, um bedeutende Lasten zu tragen, so muss sowohl das Gewicht des Rammbären, als auch die Aufzugshöhe und hiemit die Wirkung des Schlages vermehrt werden. Wir bedürfen in solchen Fällen Rammmaschinen, wobei 10 bis 12 Zentner schwere Hoyer auf eine Höhe von 15 bis 20 Fuss aufgezogen werden. Diese Maschinen gewähren überdiess den Vortheil, dass die menschliche Kraft weit zweckmässiger hiebei verwendet wird, als es bei der vorher beschriebenen Handzugramme der Fall ist. Eine Kunstramme dieser Art, welche auch zum Einschlagen schiefer Pfähle dient, ist Fig. 1 bis 7 dargestellt.

Fig. 1 bis 7.

Das Schwellwerk hat die Form eines Viereckes, es ist 20 Fuss lang und 13 Fuss breit; seine zwei Langschwellen AB, CD sind vorn unter den Laufruthen durch zwei

Fig. 1 bis 7. Tab. 81. verzapfte Querschwellen parallel von einander gehalten, an den hintern Hälften GB, HD aber mit wagerechten Spalten und einer Reihe senkrecht eingebohrter Löcher versehen, endlich ist dasselbe an seinen Enden mit eisernen Ringen umgeben. Eine verschiebbare Querschwelle GH mit vier aufstehenden Gelenkgliedern I,... bewegt sich mit ihren beiderseitigen schwächern in der Mitte durchbohrten Enden innerhalb der Spalten der Langschwellen AB, CD und kann darin durch zwei Vorstecknägel, welche sowohl die Langschwelle, als auch den Zapfen der verschiebbaren Querschwelle durchgreifen, unverrückbar gemacht werden. Das Schwellengehölz ist sämmtlich 9 Zoll breit und 10 Zoll hoch.

Aus zwei Gabelgelenken an den vordern Enden der Längenschwellen erheben sich schräg aufwärtsgehend und zugleich ein wenig zurückgeneigt die zwei Vorderruthen EF, E′F′ (Fig. 2), deren oberes Ende in ein 8 Fuss langes 12zölliges Querholz FF′ eingezapft und verbolzt ist. Sie sind 6 Zoll im Quadrate stark, vom Schwellwerk bis zum untern Rande des Querholzes in senkrechter Richtung gemessen, 28 Fuss hoch und überdiess die eine Ruthe EF durch Einsatz wagerechter Sprossen zur Leiter eingerichtet. Von der Mitte des Querholzes gehen in der Entfernung von 27 Zoll (lichte Weite) die 7zölligen Laufruthen hi, kl senkrecht herab; sie sind oben im Gelenke fest, unten ganz frei und werden in ihrer Lage nur durch die Einschnitte in den Querschwellen L, L′ erhalten.

Der Hoyer ist vom harten Holz, 4½ Fuss hoch, hat 24 Zoll im Gevierten und es sind an demselben 8 eiserne Frikzionsrollen zum Behufe seiner Leitung auf den Laufruthen an eisernen Zapfen befestigt. Am obern Ende des Hoyers ist die Stichkramme o angebracht, welche, wie Fig. 2 in der vordern Ansicht und Fig. 7 im Querdurchschnitt zeigt, fest mit dem Hoyer verbunden wird und zur Aufnahme des Hakens op dient, mittelst welchen der Hoyer in die Höhe gezogen wird. Damit der Haken stets in der Mitte zwischen den Laufruthen herabgehe und unmittelbar die Stichkramme treffe, ist er in der Spalte eines Holzkörpers M, welcher durch an ihm angebrachte Falze zwischen den Laufruthen geführt wird, mittelst Achsen fest. Unmittelbar über der Achse des Hakens zertheilt sich derselbe (Fig. 7) in zwei Theile, wovon der senkrechte ein Oehr zum Anbinden des Rammtaues bildet, der andere seitwärts nach p gehende Arm aber über den Holzkörper M hervorragt und für die Auslösung des Hakens aus der Kramme bestimmt ist. Diese Auslösung wird dadurch bewirkt, dass der Haken beim Aufziehen des Hoyers an einem eisernen, an den Laufruthen wagerecht unter der Rolle befestigten Stab ab anläuft, durch diesen herab und aus der Stichkramme herausgedrückt wird, wornach er den Hoyer fallen lässt.

Das Rammtau geht über die oben in Achsen laufende, auf einem eisernen Bügel hinter den Laufruthen ruhende Rolle N und ist mit dem Ende an die Trommel P festgebunden; an derselben ist ein gusseisernes Stirnrad Q fest gemacht, welches in das Getriebe R eingreift, an dessen Achse wieder zu jeder Seite ein Sperrad S mit am Umfange befindlichen Handhaben T zum Drehen aufgesteckt ist. Die Trommel oder hohle Walze P ist auf der runden, glatten eisernen Spindel des Stirnrades angeschoben und bewegt sich so lange mit der Spindel dieses Rades, als ihr kreuzweise eingeschnittenes Ende bei d (Fig. 6) in die Kreuzschenkel des Stirnrades eingreift und durch

Fig. 1 bis 7. Tab. 81.

dieselben festgehalten wird. Will man aber die Trommel ausrücken, so bedient man sich des Hebels e f, welcher bei e an dem Gerüste festgemacht ist und bei g in einer Rinne der Walze liegt; wird derselbe bei f angezogen, so wird das Ende der Trommel aus den Kreuzschenkeln des Stirnrades herausgezogen, wie diess Fig. 6 dargestellt ist. Diese Vorrichtung hat zum Zwecke, nach geschehenem Hube und Auslösung des Hoyers den Haken ohne Zurückdrehung des ganzen Räderwerkes herabzubringen, indem das Gewicht dieses Hakens sammt dem Holzkörper M so gross gemacht wird, um die ausgelöste Walze oder Trommel zurück zu drehen, mithin das Abwickeln des Rammtaues und die eigene Senkung ohne weitere Beihilfe zu bewirken. Uibrigens leuchtet von selbst ein, dass man dem Räderwerke jedes beliebige Verhältniss geben könne. Wäre diess z. B. 1 : 20, so würden zwei Arbeiter mit der mittlern Kraft von 30 ℔ während ihrer 8stündigen Arbeitszeit einen Hoyer von 12 Zentnern aufzuziehen vermögen.

Zum **Gestelle des Räderwerkes** dienen zwei aufrechte Säulen m n, m′ n′, die mit ihren untern Gabelenden an den innern Gelenkgliedern der verschiebbaren Querschwelle G H, mit den obern Enden jedoch in einen Querbalken O O′ eingezapft sind, welcher zwischen den Hinterruthen in der Höhe von etwa 7 Fuss angebracht ist. Zum bequemen Angriffe der Handhaben an den Sperrädern, müssen die erstern nicht höher als 4 Fuss über dem Breterbelege des Schwellwerkes zu liegen kommen.

Die **Hinterruthen** IK (Fig. 1) steigen von den äussersten Gelenken der verschiebbaren Querschwelle G H bis K oder auf ³/₄ der Höhe der Vorderruthen, mit welchen sie ebenfalls durch Gelenke in Verbindung stehen. Durch diese Einrichtung kann man mittelst der Kunstramme Pfähle selbst unter einem Winkel von 75 Graden in den Grund schlagen, wobei keine andere Veränderung benöthigt wird, als die Querschwelle G H gegen das Hinterende B, D des Schwellwerkes zu verschieben und somit die Laufruthen in eine schräge Stellung zu bringen. Die an allen Theilen der Maschine vorhandenen Gelenke machen die Bewegung des Laufgerüstes nach der Seite möglich.

Um die einzurammenden Pfähle aufzuziehen und in die gehörige Lage zu bringen, wird der Rammbär früher aufgezogen und durch Vorsteckung eines Pflockes in ein Loch r oder r′ der Laufruthe in dieser Lage erhalten, dann das Tau von dem Haken losgebunden, am Pfahle befestigt und dieser mittelst des Räderwerkes eben so wie der Hoyer in die Höhe gezogen und gerichtet, worauf dann die Eintreibung mit dem Hoyer vor sich gehen kann.

§. 97.

Bei der vorigen Kunstramme sind wenige Arbeiter im Stande, einen bedeutend schweren Hoyer aufzuziehen, da man durch das Vorgelege ein jedes Verhältniss der Kraft zur Last bewirken kann; allein nun steigt auch der Hoyer sehr langsam in die Höhe und das Schlagen der Pfähle fordert viele Zeit. Zur Anstellung mehrerer Menschen an den Handhaben der Sperräder ist aber der erforderliche Raum nicht vorhanden. Bei Wasserbauten, vorzüglich bei Pilottirungen ist man gewöhnlich auf eine kurze Zeit des Jahres, wo nämlich der niedrige Wasserstand vorhanden ist, eingeschränkt; es kommt daher häufig auf Beschleunigung der Rammarbeiten an, was allerdings bei der beschriebenen Rammaschine mit Vorgelege nicht möglich ist. Aus dieser Ursache hat selbst Herr *Eytelwein* in seinen praktischen Anweisungen zur Wasserbaukunst, *Berlin* 1808, 1tes Heft, Seite 32, die Einführung solcher Kunstrammen verworfen und für Wasserbauten nur den Gebrauch einfacher Handzugrammen, jenen ähnlich, die wir §. 95. beschrieben haben, empfohlen, obgleich die Wirkung des Schlages bei den letztern offenbar weit geringer ist, demnach auch die Pilottirung bei weitem nicht so fest ausgeführt werden kann, als es bei Anwendung einer Zugramme der Fall ist. Zur Beseitigung dieser Gebrechen kann aber eine Rammaschine angewendet werden, die jener auf der 82ten Tafel ähnlich ist. Diese Maschine, Fig. 1 bis 8, wurde bei mehreren, unter der Leitung meines Vaters ausgeführten Wasserbauten, so wie auch bei dem Baue der Leitmeritzer Brücke im Jahre 1822 angewendet. Als nämlich die alte schwerfällige Brücke bei dem Eisgange im Jahre 1814 einstürzte, fand man, dass bei derselben die Pilotten nur 5 bis höchstens 7 Fuss tief geschlagen waren. Der Bau einer neuen Brücke wurde später an demselben Punkte angeordnet, am 22. April 1822 angefangen und so rasch fortgeführt, dass die Brücke binnen 14 Monaten beendigt war. Bei diesem Baue erschien es daher für jeden Fall nothwendig, für eine festere Pilottirung zu sorgen. Hiezu konnten die gewöhnlichen Handzugrammen unmöglich hinreichen, da das Flussbette mit Trümmern alter Pfeiler angefüllt war, deren Herausschaffung zu beschwerlich und zu kostbar gewesen wäre. Bei dem gebrauchten Schlagwerke wurden jedoch gusseiserne Hoyer von 13 Zentnern Schwere verwendet und bis auf eine Höhe von 20 Fuss aufgezogen. Die Wirkung der, solchergestalt veranlassten Schläge war so bedeutend, dass die Pfähle alle im Grundbette des Flusses befindlichen Steine zersprengten und mit ungemeiner Kraft 10 bis 12 Fuss tief in den Boden eindrangen, so dass mehrere seither eingetretene bedeutend hohe Wasserstände und Eisverstopfungen nicht die geringste Beschädigung des Pfahlwerkes oder Senkung der Brückenpfeiler zu bewirken vermochten. Es kann daher diese Maschine in ähnlichen Fällen gewiss mit vielem Vortheile gebraucht werden.

Fig. 1 bis 8. Tab. 82. Das Schwellwerk besteht aus einer 27 Fuss langen, 10zölligen Mittellangschwelle A B, der vordern Querschwelle C D, zwei schief mit diesen erstern verbundenen Seitenschwellen C B, D B, zwei zur Mittelschwelle parallelen Langschwellen E F, E′ F′ und aus zwei Querschwellen G H, G′ H′, welche gleichlaufend mit C D angebracht, nur dem Breterbelege des Fussbodens zur Unterstützung dienen. Alles Gebälke, A B ausgenommen, ist 6 Zoll im Gevierten stark, von weichem Holze gezimmert und bis auf die Seitenschwellen durch Uiberplattung mit einander verbunden. Die Mittellangschwelle A B ist von A aus auf 11 Fuss Länge mit einer rechtwinkelig ausgehauenen Rinne versehen, in welcher sich ein 4eckiger 6zölliger Balken, der Laufbalken I K ein- und ausschieben lässt. Ausser seinem eigenen Gewichte hält den letztern an die Rinne noch ein eisernes Band nahe bei K, das sich mit ihm zugleich verschieben lässt; ein Vorstecknagel, welcher in die korrespondirenden Löcher des Laufbalkens und der Mittellangschwelle eingetrieben wird, sichert den Laufbalken in der ihm gegebenen Lage. Um die, in der Rinne verdeckten Löcher des Laufbalkens zu finden, sind an seiner Oberfläche kleine Kerbungen eingeschnitten.

Fig. 1 bis 8. Tab. 82.

Von den Enden der vordersten 20 Fuss langen Querschwelle C D erheben sich die Vorderruthen LM, L′M, welche unter gleichen Winkeln gegen einander geneigt sind und eine Höhe von 31 Fuss erreichen. Auf 9 Fuss Höhe ist das Querband NO wagrecht eingezapft und in dasselbe zwei Hölzer PQ, P′Q′ eingelassen, welche an die Leiterstange R R′ mittelst einer Schraube befestigt sind. Diese Hölzer haben 6 Zoll im Gevierten, die Leiterstange ist 6 Zoll dick, 10 Zoll breit und von 6 zu 6 Zoll mit durchgesteckten Sprossen versehen. Die einfache Laufruthe IT ist unten an einem Zapfen des verschiebbaren Laufbalkens IK angesteckt, oben aber zwischen der Gabel UV mittelst eines Bolzens festgehalten. Diese Gabel besteht aus zwei parallelen, 2¼ Fuss langen, mit gegenüber liegenden Löchern versehenen Holzstücken U, V, die zwischen sich gerade nur so viel Raum lassen, als die einfache Laufruthe benöthigt. Die letztere hat also oben einen festen Punkt; wird aber das vordere Ende des Laufbalkens weiter hinausgeschoben, so kommt die Laufruthe in eine schiefe Lage und die Pfähle können in schräger Stellung eingerammt werden. Damit aber die Laufruthe durch den obern Bolzen bei U nicht gehindert werde, herabzugehen und in der schiefen Stellung eine grössere Länge anzunehmen, ist sie bei U, wo der Bolzen durchgeht, gespalten und daher nach der Höhe in der Bewegung ungehindert.

Die Leitung des 13 Zentner schweren gusseisernen Hoyers wird durch 4 gefalzte Hölzer e, f bewirkt, welche die Kanten der Laufruthe umschliessen. An den vordern zwei Hölzern liegt der Hoyer an, und wird mit allen 4 Hölzern durch zwei herumlaufende schmiedeiserne Bänder g, h verbunden, welche mit vergossen sind. Die Kramme bildet eine Schiene, welche von der vordern Fläche des Hoyers 2mal über denselben bei i und k knieförmig umgebogen ist, zur Hinterfläche übergeht, und ebenfalls an den massiven Hoyer angegossen ist. Eine schmiedeiserne Platte wird unten ebenfalls angegossen.

Die schmiedeiserne Zange, welche den Hoyer trägt, ist über demselben an einem hinlänglich schweren Holzstücke X an der Laufruthe angebracht. Sie sitzt mittelst eines eisernen Bandes an der vordern Fläche von 4 gefalzten Hölzern fest, und ist nur so tief verschiebbar, um die Kramme des Hoyers zu erreichen. Sie besteht aus zwei gleichgeformten Theilen abcd, a′b′c′d′, die zwischen sich eine geöhrte Schiene i′k′ fassen, woran das Rammtau gebunden wird. Die Zusammensetzung der Schienen ist aus Fig. 4 und 5 zu ersehen. Aus Fig. 4 sieht man, dass die untern Zangentheile, welche schwerer als die obern sind, vom mittleren Gelenke aus fast senkrecht herabgehen und sich in Haken endigen; die obern Hälften sind aber von c bis b ausgebogen und dann wieder von b nach a gegen die Mitte gerichtet und in geringer Entfernung von einander abgesetzt, damit das Rammtau dazwischen ungehindert durchgehen könne. Fällt die Zange durch ihr eigenes Gewicht und jenes des Holzstückes X an der Laufruthe herab, so gleiten die Haken mit ihren schiefen Flächen über die Kramme i k und stellen sich dann sogleich wieder in die vertikale Lage, in welcher die geraden Absätze der beiden Haken die Kramme in ihrer ganzen Breite fassen, und wenn die Zange aufgewunden wird, den Hoyer mit sich in die Höhe ziehen. Sobald die schrägen obern Ende der Zange zwischen die Gabel U V am höher liegenden Querbande Y Z ange-

Fig. 1 bis 8. Tab. 82.

langt sind, werden sie im Höhersteigen gehindert und die Spitzen a, a′ gegen einander gepresst, wodurch zugleich die Haken d, d′ nach aussen gehen und den gefangenen Hoyer fallen lassen.

Statt des dargestellten Rammklotzes W, welcher sich auf einer Laufruthe auf und ab bewegt, kann man auch einen gusseisernen Rammklotz verwenden, an welchem oben und unten zu beiden Seiten je zwei Pratzen, demnach in allem 8 Pratzen angegossen sind. Es werden nun zwei Laufruthen aufgestellt, deren jede von 4 Pratzen umschlossen wird, die den Klotz in der gehörigen Richtung erhalten. Die Perspektiv-Zeichnung dieses gusseisernen Hoyers erscheint Fig. 15.

Das Rammtau läuft über eine Rolle an den Vorderruthen, steigt dann senkrecht herab und wird durch eine zweite Rolle wagerecht auf den Korb l m geleitet, wo es sich aufwickelt. Die zwei Rollen sind nach Art der gewöhnlichen Radkränze aus mehreren Felgen zusammen gesetzt, mit 8 Armen oder Speichen, einer Nabe und mit durchgehender eiserner Achse, die beiderseits in Lagern lauft, versehen. Die erste Rolle, welche sich an der Spitze des, von den Vorderruthen gebildeten Dreieckes L M L′ befindet, läuft daselbst in zwei metallenen Lagern und ragt wie die Seitenansicht Fig. 2 zeigt, um die Grösse des Halbmessers vor. Die zweite Rolle ist an der untern Fläche der zwei Balken P Q, P′ Q′ befestigt, auf gleiche Art gebaut und jeder Zapfen wird durch eine eiserne Anlegarbe getragen, die selbst durch einen Vorstecknagel im Kloben an den Balken gehalten wird. Aus dem Grundrisse Fig. 3 sieht man, dass die letzte Rolle eine schiefe Lage hat; diese wird desshalb erfordert, damit das schräg von dem Korbe zur Rolle geleitete Tau sich nicht über die Ränder dieser Rolle schleife, sondern ohne Hinderniss in die gleichlaufende Rinne gelangen könne. Zu diesem Zwecke ist auch die Höhlung der Rolle breiter, damit die letztere keinen gar zu schrägen Stand bekomme.

Die Winde zum Aufziehen des Hoyers ist zwischen den Balken P Q, P′ Q′ und der Mittellangschwelle aufgestellt. Sie besteht aus einem abwärts konischen, weichen, bis 20 Zoll starken Wellbaume, in welchen in der Breite von 3½ Fuss über dem Belege des Schwellwerkes 12 hölzerne Arme eingesetzt, und in gleichen Weiten strahlenförmig gegen den Mittelpunkt des Wellbaumes gerichtet sind, in der Mitte ihrer freien Länge aber durch hölzerne Bänder unterstützt werden. Ihre Länge beträgt vom Mittelpunkte 13 Fuss, die Dicke 3 Zoll, die Breite 4 Zoll und ihre Ende sind der bessern Handhabung wegen im Umfange abgerundet. Jeder Arm dient zum Anstellen eines Arbeiters, da es vortheilhafter ist, dieselben einzeln, als neben einander an längern Armen, die mehr Raum erfordern, wirken zu lassen; sind überdiess mehr Arme, wie hier zwölf vorhanden, so geschieht es auch, dass der lässige Arbeiter von seinem Hintermanne auf die Fersen getreten und dadurch zu gleichem Fortrücken oder gleicher Anstrengung gezwungen wird. Diesem letztern Zwecke entspricht noch mehr die Einrichtung der Arme an der Winde, wovon Seite 148 gesprochen wird.

In der Höhe von 6 Fuss ist der Wellbaum bei o, o wagrecht und eben abgesetzt, und trägt den frei aufliegenden Korb, welcher sich kreisförmig um die eiserne bis an die Gerüstbalken P′ Q′ reichende Wellspindel bewegen kann. Der Korb ist aus zwei hölzer-

Fig. 1 bis 8. Tab. 82.

nen 3 Zoll dicken 12 Zoll von einander entfernten, mit Ringen umzogenen Scheiben hergestellt, in welche nahe am Rande runde Stäbe in einem Kreise eingesetzt sind, dessen äusserer Halbmesser 18 Zoll beträgt. Die untere Fläche des Korbes (Fig. 8) zeigt einen andern eisernen Ring n n innerhalb der Peripherie der erwähnten Stäbe, in welchem 8 runde Löcher angebracht sind; diese dienen zur Aufnahme des Endes der vertikalen, an dem Wellbaume mittelst zweier Klammern gehaltenen Stange r p. Greift nämlich diese Stange in den Korb ein, so dreht sich der Korb gemeinschaftlich mit dem Wellbaume herum; wenn aber die Stange r p oberhalb p aus der Oeffnung in dem Ringe n n heraustritt, ist die Verbindung des Korbes mit dem Wellbaume aufgehoben und ein jeder kann eine besondere Bewegung annehmen. Die lothrechte Stange r p ist mit dem wagrechten eisernen Hebel r s q, welcher über die Zugarme bis zur Hand eines Arbeiters reicht, verbunden, und kann daher hiedurch auf und ab bewegt werden. Hat sich der Hoyer oben ausgelöst und ist herabgefallen, so drückt derjenige Arbeiter, welchem sich der Hebel zur Seite befindet, denselben bei q aufwärts, wodurch die Stange r p aus der Oeffnung im Ringe n n heraustritt und der Korb frei wird. Durch die Schwere der herabhängenden Zange kommt der Korb in Bewegung, indem sich das Tau nun ungehindert abwindet. Ist diess geschehen, so lässt der Arbeiter den Hebel los, wornach dieser von selbst durch den Druck einer kleinen Feder bei r die Stange r p in die Höhe und in eine, von den vorhandenen 8 Oeffnungen im Ringe n n zum Eingreifen bringt, mithin die abermalige Verbindung des Korbes mit dem Wellbaume bewerkstelligt.

Damit jedoch die Zange nicht zu schnell herablaufe und an ihrem Gelenke durch die Stichkramme verletzt werde, ist ein zweiter Hebel t u v über den Zugarmen angebracht, der mit seinem aufgebogenen Ende v, welches wie ein Hemmschuh den Umfangsring der untern Korbscheibe umfasst, sich an letzterem schleift und so eine Bremse bildet. Die Regierung dieser Bremse wird von dem Arbeiter nächst t dadurch bewirkt, dass er daselbst mehr oder minder andrückt und dadurch eine grössere oder kleinere Reibung bewirkt, oder auch den Bremshebel t v ganz frei lässt.

Ein solches Schlagwerk mit gusseisernem Rammklotz und eiserner Zange habe ich auch bei dem Bau einer Jochbrücke nächst der Stadt Budweis zur Führung der Eisenbahn über die Malsch im Jahre 1827 verwendet; der hiebei gebrauchte Rammklotz ist Fig. 15 dargestellt; die Kosten dieser Kunstramme sammt dem 12 Zentner schweren Rammklotze beliefen sich damals sammt Transport von *Prag* aus auf beiläufig 350 fl. Conv. Münze.

§. 98.

Auf der 82ten Kupfertafel erscheint Fig. 9 bis 12 die Darstellung einer **Pfahlsäge**, welche ebenfalls von meinem Vater bei mehreren Wasserbauten verwendet wurde. Mit dieser Sägmaschine können Pfähle jeder Art, selbst auf 10 bis 15 Fuss Tiefe unter dem Wasserspiegel abgeschnitten werden; ihr vorzüglicher Gebrauch findet aber dann Statt, wenn Spundwände vollkommen wagrecht abgeschnitten werden sollen

Fig. 9 bis 12.

Fig. 9 bis 12. Tab. 82. z. B. bei Gründung mit *Cessart*'schen Kästen. Die Maschine bedarf zu ihrer Aufstellung und Verschiebung eines besondern Gerüstes. Diess besteht aus zwei vollkommen wagerecht gelagerten parallelen Balken oder Holmen AB, CD, die 6 Fuss weit von einander auf Pfählen ruhen und wovon AB sich an die Spundwand Fig. 10 anschliesst. Uiber den Holmen sind nach der Quer zwei andere schwächere Balken, Schwellen EF, GH, aufgelegt, worüber abermals gekreuzt zwei aufgekämmte Balken oder Zangen IK, LM liegen, zwischen denen sich der Breterboden für die Arbeitsleute befindet. Die vier letztern Balken bilden zusammen einen Rost oder ein Gestelle, mit dem die Bestandtheile der Säge verbunden sind; die untern zwei Balken EF, GH dienen hiebei zur Verschiebung der Sägevorrichtung über den Holmen, die obern IK und LM aber zur Zusammenhaltung derselben. In den Kreuzungspunkten I, K, L, M der Zangen mit den Schwellen sind Löcher eingebohrt, durch welche die obern Ende von 4 senkrechten Eisenstangen ab, a′ b′.... gehen, an denen unten der Sägerahmen befestigt ist; diese Stangen sind mittelst Schraubenmuttern an das Gestelle angehängt; sie sind 15 Fuss lang, 2 Zoll dick, in gleicher Tiefe abgesetzt und an dem untern Ende durch 4 Schienen aa′ a″ a‴, wovon zwei nach der Länge, zwei nach der Breite gehen, unverrückbar verbunden. Diese vier an die Stangen geschraubten Schienen von 4 Zoll Breite und 1½ Zoll Dicke bilden den Sägerahmen, welcher äusserlich gemessen 5¼ Fuss lang und 4¼ Fuss breit ist. Zur Vermeidung von Schwankungen während des Sägens werden runde, unten spitzig beschlagene dicke Stangen durch die vier eisernen Oehre an den Querschienen senkrecht in den Grund gestossen und allenfalls noch mit Schlägeln oder Handrammen eingetrieben. Ist auf diese Art der Sägerahmen unten, und das verschiebbare Gestelle auf dem Gerüste mittelst Klammern oben festgestellt worden, so erlangt die ganze Vorrichtung den gehörigen sichern Stand.

Innerhalb des eisernen Rahmens befindet sich unfern der Mitte eine Querschiene cc′, deren Ende mit dem Rahmen vernietet sind, und längst welcher sich zwischen zwei Schubringen eine gezähnte Stange, der Rechen dd′ vor- und rückwärts bewegen lässt. Ein ähnlicher Rechen und Getriebe befindet sich oben unter dem Breterbelege, wie man aus Fig. 12 sieht. Die Bewegung des Rechens erfolgt durch das kleine Getriebe e, welches auf der Seitenschiene aa′ des Rahmens aufsteht, in die Zähne des Rechens eingreift und diesen weiter schiebt, wodurch dann auch die Sägeplatte N, deren Stange ko von dem Rechen getragen wird, während des Schneidens der Spundwand derselben immer näher gerückt werden kann. Zur Bewegung des Getriebes erhebt sich aus demselben eine senkrechte Stange ef, welche durch die vordere Gestellzange LM (Fig. 10) geht, sich über dieselbe erhebt und das Stirnrad g Fig. 10 trägt, in welches die Schraube ohne Ende h eingreift, die durch die Kurbel i gedreht wird. Da bei einer Umdrehung der Kurbel und der Schraube ohne Ende, auch ein Zahn des Stirnrades bei h weiter geschoben wird, der Halbmesser des letztern aber 4 mal grösser als jener des untern Getriebes e ist, so bewegt sich dieses zwar 4mal langsamer, aber mit eben so viel grösserer Kraft gegen den Rechen, und schiebt auf diese Art die Säge gegen das abzuschneidende Holz.

Der Rechen ist vorn bei d ausgebreitet und besitzt einen abgerundeten Einschnitt, dessen Richtung mit seiner Länge gleich lauft. Wird in diesen Einschnitt ein etwas keil-

Fig. 9 bis 12. Tab. 82.

förmiges Eisen n mit gehöhltem vordern Rande eingeschoben und durch einen Seitenstift festgehalten, so lässt der konkave Vorderrand zwischen sich und dem Rande des Einschnittes eine runde Höhlung, worin sich der Zapfen jener Stange k o, welche die Säge trägt, frei im Kreise bewegen kann, und woraus man ihn nach Bedarf entfernt, wenn das Eisenstück herausgezogen wird.

Auf dem Ende der vertikalen Stange ist unter dem Rechen das halbkreisförmige Sägeblatt N an einem viereckigen Zapfen angesetzt und angeschraubt; dasselbe ist nebstbei zur Bewirkung einer grössern Haltbarkeit an jenem Orte, wo der Zapfen durchgeht, hinreichend verstärkt. Der Durchmesser des Sägeblattes hält 4½ Fuss und es sind in dem kreisrunden Sägerand Stockzähne eingeschnitten. Die Sägestange steht, wie schon erwähnt wurde, mit dem untern Ende in den Rechen auf, sie steigt senkrecht in die Höhe und wird innerhalb des Gestelles von einem Querriegel gehalten. An ihrem, 2½ Fuss über dem Breterboden erhöhten Ende ist ein 2¾ Fuss langer eiserner Hebel l m in seiner Mitte befestigt. Dieser Hebel wird von zwei Arbeitern im Halbkreise hin und her bewegt und diese Bewegung der Säge mitgetheilt, während zu gleicher Zeit ein dritter Arbeiter die Kurbel bewegt, und somit die Säge gegen die Spundwand drückt.

Ist der Schnitt an einem Orte durch das ganze Holz gegangen, so wird die Säge durch einen Kreuzhaspel, dessen Zapfen durch Krammen an die Holme angehalten werden, und an dessen Welle das Gestell und die zwei Seitenöhre des untern Rahmens mittelst Seile angehängt sind, zur Seite gezogen und dann abermals die vorige Manipulazion wiederholt.

Zur deutlichern Darstellung der Verbindung der einzelnen Theile dieser Pfahlsäge, haben wir noch eine Perspektiv-Ansicht derselben Fig. 12 mit Hinweglassung des hölzernen Gerüstwerkes beigefügt.

Endlich haben wir auf der 82^{ten} Tafel eine Darstellung der gusseisernen Pilotten beigefügt, welche von dem Ingenieur *Jesse Hartley* bei dem Baue des *George Dock Basin* in *Liverpool* vor einigen Jahren angewendet wurden, wie bereits Seite 515 im II. Bande erwähnt worden ist. Aus dem Grundrisse ersieht man, wie diese Pilotten oder Falzbürsten (*sheeting piles*) in einander greifen; der Durchschnitt und die vordere Ansicht zeigen die hiebei angebrachten Verstärkungen oder Ribben. Die Breite m n war am Fangdamme (*Coffer-dam*) in der innern Reihe dieser Pfähle 1,4 engl. Fuss, die Breite o p = 8 Zoll, die Stärke bei x = 2 Zoll und bei y sammt der Ribbe = 3½ Zoll; die Stärke beider Pilotten-Reihen dort, wo keine Ribben vorhanden waren, wie bei q und r bloss 1 Zoll, alles im englischen Maass. Die daselbst ersichtlichen Oeffnungen dienten zur Aufnahme von Bolzen, um die Falzbürsten an ein bei m n eingelegtes Querholz des Fangdammes zu befestigen. Diese Pilotten wurden mit einer Kunstramme in das Sandsteingrundbette mit dem besten Erfolge eingetrieben, ohne dass man sich über Zerspringen derselben zu beklagen hatte. Diess lag übrigens auch in der angewandten, durch mehrmalige Umschmelzung erhaltenen Eisengattung.

§. 99.

Wir wollen nun die beschriebenen Rammaschinen einer nähern Prüfung unterziehen, um zu sehen, wie zweckmässig die disponiblen Arbeitskräfte bei jeder Maschine verwendet werden und wie gross die Wirkung oder der Effekt einer jeden solchen Maschine in einer bestimmten Zeit z. B. in einem Tage sey.

Wir haben bei den Handzugrammen angeführt, dass der Rammklotz bei denselben gewöhnlich 420 N. Oe. ℔ wiegt und dass 13 Menschen im Ganzen bei dieser Maschine angestellt werden. Demnach entfallen für jeden Zentner 3 Menschen oder für einen Rammklotz von 400 ℔ werden 12 Menschen erfordert. Es ist offenbar, dass alle 12 Menschen nicht in der Richtung des Rammtaues wirken können, indem eigentlich nur ein Arbeiter in dieser Richtung zieht, während die übrigen mit ihren Leinen um denselben in konzentrischen Kreisen herumstehen. Die ganze Kreisfläche, welche die Arbeiter einnehmen, wird daher um so grösser seyn, je mehrere angestellt werden, allein die Arbeit wird jetzt auch um so unvortheilhafter ausgeübt, weil die Richtungen der Leine desto mehr von einander abweichen, je grösser der Kreis ist, welchen die Menschen einnehmen. Hieraus folgt offenbar, dass bei diesen Maschinen immer ein bedeutender Verlust an Zugkraft entstehe.

Ein zweiter Mangel der Handzugramme ist, dass mit derselben der Rammklotz nicht leicht höher als 6 Fuss, gewöhnlich aber bloss 3 bis 4 Fuss gehoben wird, weil die Menschen der Länge ihrer Arme wegen die Zugleine nicht tiefer als 3 bis 4 Fuss herabziehen können. Der Rammklotz erhält zwar, da der Zug sehr rasch geschieht, bei dem in die Höhe Schnellen einen Schwung, vermöge dem er aber nur 1 bis 2 Fuss, also im Ganzen auf die Höhe von 5 bis 6 Fuss steigt. Sollte daher der Klotz auf die Höhe von 7 bis 8 Fuss gehoben werden, so müssen sich die Arbeiter zu viel anstrengen und halten nur eine sehr kurze Zeit aus, welches für die Verwendung der Kraft abermals unvortheilhaft ist.

§. 100.

Wir wollen nun die gerügten Gebrechen der Handzugrammen in Rechnung nehmen. Die erste Bestimmung betrifft die Grösse des Kreises, welchen die Arbeitsleute während des Zuges einnehmen. Da dieselben in diesem Raume nicht bloss stehen, sondern anziehen und sich dabei biegen müssen, so können nicht leicht weniger als 8 Quad. Fuss für einen Arbeiter oder 96 Quad. Fuss für 12 Arbeiter angenommen werden. Demnach ist die Kreisfläche $^{11}/_{14}\,d^2 = 96$ und der Durchmesser $d = 11$ Fuss. Da alle Arbeiter innerhalb der Kreisfläche sich gleichviel anstrengen, so kann man nach §. 454, I. Band die vereinigte Wirkung derselben auf der Entfernung von $^2/_3$ des Halbmessers oder auf
$^2/_3 \,.\, 5{,}5 = {}^{11}/_3$ Fuss annehmen.

Der Knoten, oder das Kranztau, wo die Zugleine befestigt sind, muss offenbar unterhalb der Rolle liegen, weil sonst die Leine bei der Bewegung herausfallen würden. Nehmen wir die Höhe des Knotens über den Angriffspunkt zu 6 Fuss an, so erhalten wir ein Fig. 17. Tab. 82. Dreieck a b c, worin $ac = 6$ Fuss, $bc = {}^{11}/_3$ Fuss und demnach $ab = \sqrt{6^2 + ({}^{11}/_3)^2} = 7{,}03$ Fuss ist. Bezeichnet nun $af = ai = k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)$ die Kraft zweier entgegen gesetzt angestellter Arbeiter, so zerfällt a f offenbar in a g, welches verloren geht, indem es durch die gleiche Kraft a h aufgehoben wird und in a e, welches in der Richtung des Rammtaues liegt. Eben so gross ist auch die Kraft a e, welche aus der Zerlegung von a i folgt. Wegen der Aehnlichkeit der Dreiecke ist $k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) : ae = ab : ac = 7 : 6$ und

$ae = {}^6/_7\,k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)$, oder die wirksame Kraft der Arbeitsleute bei einer Handzugramme beträgt nur ${}^6/_7$ ihrer Kraftanstrengung; es geht daher wegen der Richtung des schiefen Zuges der siebente Theil der Kraft verloren. Fig. 17. Tab. 82.

§. 101.

Die Gleichung zwischen Kraft und Last bei einer Handzugramme und die Berechnung des Effektes dieser Maschine wird auf folgende Weise abgeleitet. Die Kraft der 12 angestellten Arbeiter beträgt nach der vorigen Rechnung $12\,.\,{}^6/_7\,k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)$. Bezeichnen wir den Halbmesser der Rolle mit E, so ist der Hebelsarm der Last $E + n\,.\,\delta$ und da die Richtung des Seiles zu beiden Seiten der Rolle beinahe parallel ist, so beträgt der Druck auf den Zapfen 2 Q, wenn das Gewicht des Hoyers Q heisst. Demnach erhalten wir

$$12\,.\,{}^6/_7\,k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)E = Q\,(E + n\,.\,\delta) + m\,.\,e\,.\,2Q \text{ und}$$

$$12\,.\,{}^6/_7\,k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right) = Q\left(1+\frac{n\,.\,\delta + 2m\,.\,e}{E}\right).$$

Beträgt das Gewicht des Rammklotzes wie oben bemerkt wurde Q = 400 ℔, und nimmt man den Halbmesser der Rolle, wie es häufig Statt findet, mit E = 4 Zoll, dann jenen des Zapfens mit $e = {}^3/_4$ Zoll, ferner $m = {}^1/_8$ und $n\,.\,\delta = {}^1/_4$ Zoll, so ist

$$12\,.\,{}^6/_7\,k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right) = 400\left(1+\frac{{}^1/_4 + 2\,.\,{}^1/_8\,.\,{}^3/_4}{4}\right) = 400\,(1 + {}^7/_{64}).$$

Die Geschwindigkeit, womit die Menschen bei dieser Maschine arbeiten, lässt sich aus dem Umstande bestimmen, dass bei diesen Schlagwerken der Rammklotz gewöhnlich in einer Sekunde aufgezogen wird, worauf er während einer Sekunde herabfällt und dann eine Sekunde auf dem Pfahle liegen bleibt, so dass man immer drei Zeitpunkte zählen kann. Nehmen wir die mittlere Aufzugshöhe zwischen 3 und 4 Fuss an, so ist $v = 3{,}5$ Fuss. Wollte man nun Arbeiter von gewöhnlicher Stärke anstellen, bei welchen k = 25 ℔, $c = 2{,}5$ Fuss und t = 8 Stunden ist, so wäre $12\,.\,{}^6/_7\,.\,25\left(2-\frac{3{,}5}{2{,}5}\right)\left(2-\frac{z}{8}\right) = 400\,(1 + {}^7/_{64})$, woraus $z = -\,7{,}0^h$ folgt; diese Menschen wären daher bei der Rammaschine gar nicht zu verwenden, oder könnten daselbst nur durch eine sehr kurze Zeit angestellt werden. Aus dieser Ursache nimmt man immer stärkere Leute, gewöhnlich Soldaten oder Zimmergesellen zum Einschlagen der Pfähle, deren mittlere Kraft mit k = 30 ℔ und mittlere Geschwindigkeit mit $c = {}^{10}/_3$ Fuss angeschlagen werden kann. Für diesen Fall ist $12\,.\,{}^6/_7\,.\,30\left(2-\frac{3{,}5}{{}^{10}/_3}\right)\left(2-\frac{z}{8}\right) = 400\,(1 + {}^7/_{64})$, woraus $z = 3{,}9$ Stunden folgt; ein sehr starker Arbeiter kann daher bei einer Handzugramme höchstens 4 Stunden und ein mittelstarker weit weniger aushalten.

Diese Erfahrung stimmt mit den Beobachtungen, welche *Coulomb* in Frankreich anstellte, überein, indem die Arbeiter seiner Angabe nach daselbst nicht viel über zwei Stunden ununterbrochener Arbeit bei dem Pfahlschlagen mit Handzugrammen auszuhalten vermochten.

Nehmen wir der vorstehenden Rechnung zufolge $z = 3{,}9$ Stunden $= 3{,}9 \,.\, 3600$ Sekunden und die jedesmalige Höhe des Aufzugs mit $3\frac{1}{2}$ Fuss an, so gibt das Produkt $3{,}9 \,.\, 3600 \,.\, 3{,}5 = 49140$ Fuss die ganze Höhe, auf welche der Rammklotz von 400 ℔ Gewicht durch 12 Arbeitsleute in einem Tage erhoben wird. Multiplizirt man die Hubshöhe mit dem Gewichte, so ist $49140 \,.\, 400$ das Bewegungsmoment der 12 Arbeiter und $\frac{1}{12} \,.\, 49140 \,.\, 400 = 1638000$ das Bewegungsmoment eines Arbeiters während der Zeit eines Tages.

Bei andern Maschinen, wobei die Widerstände sehr gering sind, oder bei jenen Arbeiten, wobei keine Widerstände vorkommen, kann man aber das Bewegungsmoment mit $3600 \,.\, t \,.\, c \,.\, k = 3600 \,.\, 8 \,.\, \frac{10}{3} \,.\, 30 = 2880000$ annehmen. Da sich diese zwei Bewegungsmomente wie $1 : 1{,}8$ verhalten, so folgt, dass die Arbeiter bei diesen Handzugrammen sehr wenig auszurichten im Stande sind.

§. 102.

Diese Rechnung fällt noch unvortheilhafter aus, wenn man den Rammklotz, wie es bei stärkern Pfählen seyn muss, schwerer annimmt. Wir wollen denselben mit 600 ℔ und daher 18 Menschen annehmen; da diese eine viel grössere Fläche erfordern, so lässt sich die Hubshöhe nicht mehr mit $3\frac{1}{2}$ Fuss, sondern höchstens mit $h = 3$ Fuss anschlagen. Rechnen wir für jeden Arbeiter 7,5 Quad. Fuss Raum, so ist $\frac{11}{14} d^2 = 18 \,.\, 7{,}5$ und $\frac{1}{2} d = 6{,}55$ Fuss; der Schwerkreis wird daher auf $\frac{2}{3}$ dieses Halbmessers, oder auf der Entfernung $bc = 4{,}37$ Fuss liegen. Nehmen wir nun wieder an, dass die Höhe, auf welcher die Leine befestigt sind, $ac = 6$ Fuss beträgt, so ist $ab = \sqrt{6^2 + 4{,}37^2} = 7{,}42$ Fuss. Mithin verhält sich $k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) : ae = 7{,}42 : 6$ und $ae = \frac{6k}{7{,}42}\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)$. Weil die Arbeiter etwas weiter von dem Pfahle zu stehen kommen, so wollen wir den Druck auf den Zapfen $= \frac{7}{4} Q$ setzen, den Halbmesser der Rolle wollen wir aber grösser und zwar $E = 6$ Zoll, dann $e = 1$ Zoll, $m = \frac{1}{8}$ und $n \,.\, \delta = \frac{1}{4}$ Zoll annehmen. Demnach ist

$$18 \cdot \frac{6k}{7{,}42}\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) E = Q\,(E + n \,.\, \delta) + m \,.\, e \,.\, \tfrac{7}{4} Q \text{ oder}$$

$$18 \cdot \frac{6k}{7{,}42}\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) = 600\left(1 + \frac{\frac{1}{4} + \frac{1}{8} \,.\, 1 \,.\, \frac{7}{4}}{6}\right) \text{ und } k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) = 44{,}4 \text{ ℔.}$$

Da aber die mittlere Kraft unserer Arbeiter bloss 25 bis 30 ℔ beträgt, so sieht man hieraus, dass dieselben abermals, wenn sie 44,4 ℔ Kraft anzuwenden haben, nicht durch 8 Stunden auszuhalten vermögen. Wären diess nämlich mittelstarke Arbeiter, wobei $k = 25$ ℔ und $c = 2{,}5$ Fuss ist, so haben wir bei einer Hubshöhe von 3 Fuss, auf welche der Rammklotz in 1 Sekunde gehoben wird $v = 3$ Fuss, und daher

$25\left(2 - \frac{3}{2{,}5}\right)\left(2 - \frac{z}{8}\right) = 44{,}4$, woraus $z = -1{,}76$ Stunden folgt, demnach auch mittelstarke Menschen bei dieser Arbeit gar nicht verwendet werden können. Für stärkere Arbeiter, wobei $k = 30$ ℔ und $c = {}^{10}/_3$ Fuss ist, erhalten wir

$30\left(2 - \frac{3}{{}^{10}/_3}\right)\left(2 - \frac{z}{8}\right) = 44{,}4$, woraus $z = 5{,}24$ Stunden.

Da in 2 Sekunden ein Schlag verrichtet wird, so werden in 1 Stunde 1800 Schläge und in einem Tage $5{,}24 . 1800 = 9432$ Schläge gemacht. Der Rammklotz von 6 Zentnern Schwere wird für jeden Schlag 3 Fuss hoch gehoben; demnach ist das Bewegungsmoment der 18 Arbeiter in einem Tage $9432 . 3 . 600$ und eines Arbeiters $= {}^1/_{18} . 9432 . 600 . 3 = 943200$. Wird diess wieder mit jenem Bewegungsmomente verglichen, welches dieselben Menschen, z. B. bei dem Tragen einer Last ausüben, so haben wir $943200 : 8 . 3600 . {}^{10}/_3 . 30 = 1 : 3$, oder dieselben Menschen würden zweckmässig verwendet eine dreifache Leistung oder Arbeit zu Stande bringen, als es bei dem Handschlagwerke der Fall ist.

§. 103.

Man erhält für diese Arbeit immer ähnliche Resultate, die Dimensionen mögen auch anders angenommen werden. Rechnen wir in einem andern Falle wieder 3 Personen auf einen Zentner, so benöthigt ein 400 ℔ schwerer Hoyer 12 Personen. Es sey der Halbmesser der Rolle $E = 6$ Zoll, $m = {}^1/_8$, $e = {}^1/_2$, Zoll, $n . \delta = {}^1/_{12}$ Zoll, so ist die Kraft, welche die Arbeiter am Zugseile auszuüben haben $= 400\left(1 + \frac{{}^1/_{12} + 2 . {}^1/_8 . {}^1/_2}{6}\right) = 400\left(\frac{149}{144}\right) = 414$ ℔. Wird für einen Menschen nur 5 Quad. Fuss Raum angenommen, so ist bei 12 Menschen $60 = {}^{11}/_{14}\, d^2$, also ${}^1/_2\, d = 4{,}37$ Fuss, wovon ${}^2/_3$ beinahe 3 Fuss geben, oder es ist eben so viel, als ob die 12 Menschen in der Peripherie eines Kreises ständen, dessen Halbmesser 3 Fuss ist. Setzen wir die Höhe bis an den Knopf $= 4$ Fuss, so ist die zugehörige Hypothenuse im Dreiecke $= 5$ Fuss, folglich verhält sich die Last, welche ein Mann zu ziehen hat, zur mittlern Kraft von 2 Menschen $\left(\frac{414}{6}\right) = 5 : 8$; also kommen auf einen Menschen $\frac{5 . 414}{6 . 8}$ ℔ $= 43{,}1$ ℔ $= k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)$.

Setzen wir, dass die Arbeiter den Rammklotz während der Zeit eines Hubes oder während einer Sekunde auf 3 Fuss heben, so ist bei Annahme mittelstarker Arbeiter $k\left(2 - \frac{3}{2{,}5}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) = \frac{4}{5}k\left(2 - \frac{z}{t}\right) = 43{,}1$ ℔, also $2 - \frac{z}{t} = \frac{54}{k}$ und $\frac{z}{t} = 2 - \frac{54}{k}$. Wollten wir $k = 25$ ℔ setzen, so wäre $\frac{54}{25}$ grösser als 2, folglich könnten 12 Menschen den Ramm gar nicht heben. Setzen wir aber $k = 30$ ℔, so ist $\frac{z}{t} = \frac{6}{30}$ und $z = \frac{6 . 8}{30} = 1^h\, 36^{\text{Min.}}$, woraus wir wieder sehen, dass die Erfahrung von *Coulomb*, gemäss welcher die Arbeiter nicht über 2 Stunden bei dieser Arbeit auszuhalten vermögen, sich vollkommen bestätigt. Wird der Knopf aber wieder 6 Fuss hoch angenommen, so ist $\sqrt{36 + 9} = 6{,}71$, also die Kraft, welche ein Mensch anzuwenden hat $= \frac{67}{120} \cdot \frac{414}{6} = 38{,}53$ ℔ $= k . {}^4/_5\left(2 - \frac{z}{t}\right)$. Wird $z = 2$ Stunden angenommen, so folgt $k = 27{,}52$ ℔, also doch immer mehr als die Kraft bei mittelstarken Menschen beträgt.

In zwei Stunden oder 7200 Sekunden werden eben so viel Schläge gemacht, welches daher die Arbeit eines Tages ist. Der Raum, auf welchen der Rammklotz gehoben wird, beträgt $3 . 7200 = 21600$ Fuss und das Bewegungsmoment, welches ein Mensch in einem Tage bewirkt, $\frac{3 . 7200 . 400}{12} = 720000$. Diess verhält sich zu dem Bewegungsmomente desselben Arbeiters bei dem Tragen einer Last $= 720000 : 8 . 3600 . 2{,}5 . 25 = 1 : 2{,}5$ oder die Arbeiter leisten wieder bei gleicher Anstrengung dennoch 2,5mal weniger, als es bei einer andern Maschine der Fall ist.

§. 104.

Die **Maschinenschlagwerke** oder **Kunstrammen** gewähren im Vergleiche der eben untersuchten Handzugrammen folgende Vortheile. $1^{\text{tens.}}$ Können die Arbeiter an einer Winde mit ihrer ganzen mittlern Kraft k wirksam verwendet werden, wogegen sie durch den schiefen Zug bei der §. 100. berechneten Handzugramme $^1/_7$k verlieren und bloss mit $^6/_7$ k arbeiten. $2^{\text{tens.}}$ Die Hebelsarme bei dieser Winde können so proporzionirt werden, dass die Menschen auch durch die gewohnten 8 Stunden mit ihrer vollen Kraft arbeiten. $3^{\text{tens.}}$ In diesem letzten Falle geht auch die Arbeit ununterbrochen während des Tages fort, und es treten nur jene kleinern Zwischenpausen ein, die wie bekannt, bloss den 3^{ten} Theil von 12 Stunden betragen. Dagegen müssen bei allen Handzugrammen nach jeder Anzahl von 20 bis 30 Schlägen oder nach einer Hitze immer weit grössere Ruhepausen zur Erholung der während der Arbeit übermässig angestrengten Arbeiter gegönnt werden. $4^{\text{tens.}}$ Bei einer Kunstramme kann man Hoyer von 12 bis 15 und mehr Zentner Gewicht verwenden, ferner den Hoyer auf 20 bis 30 Fuss oder mehr Höhe aufziehen; demnach werden auch die Pfähle weit tiefer eindringen, als es bei der Handzugramme möglich ist. Hiebei entsteht zwar der Nachtheil, dass man die **Zange** mit aufziehen muss, damit sie sich oben auslöst und den Hoyer herabfallen lässt; dieser Umstand ist inzwischen, wie wir aus der folgenden Rechnung sehen werden, zu unbedeutend.

Es sey das Gewicht des Hoyers Q und der Zange Z, so ist offenbar die Spannung Fig. 2. Tab. 82. des Seiles, woran der Hoyer hängt, während des Aufziehens, $S = Q + Z$ (I). Es sey die Spannung des Seiles zwischen den zwei Rollen S' und die Spannung des horizontal zur Winde fortlaufenden Seiles S'', der Halbmesser der obern und untern Rolle $= E$ und ihres Zapfens $= e$, so ist $S' . E = (Q + Z)(E + n . \delta) + (Q + Z + S')\, m . e$, woraus $S' = (Q + Z)\left(\frac{E + n . \delta + m . e}{E - m . e}\right)$. (II).

Da die Richtungen der Seile S' und S'' mit einander einen rechten Winkel bilden, so beträgt der hiedurch auf den Zapfen der untern Rolle veranlasste Druck $1{,}5\ S'$ und wir erhalten $S'' . E = S' (E + n . \delta) + {}^3/_2\, S' . m . e$, woraus $S'' = S' \left(\frac{E + n . \delta + {}^3/_2\, m . e}{E}\right)$ (III).

Der untere Zapfen des stehenden Wellbaumes, dessen Halbmesser wir mit f bezeichnen, hat die Seitenreibung $S'' . m . f$, welche aus der Spannung des Seiles S'' entsteht und nebstbei die Reibung $M . m . {}^2/_3 f$, welche an dem stehenden Zapfen Statt findet. Da jedoch das Gewicht M der Maschine mit den Bruchzahlen $^2/_3$ und m multiplizirt wird, so können wir diese zweite Reibung füglich vernachlässigen und erhalten daher, wenn der Hebelsarm der Kraft mit A und des Korbes mit B bezeichnet wird

$$N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)A = S''\left(B+n.\delta\right)+S''.m.f = S''\left(B+n.\delta+m.f\right) \text{(IV)}.$$

Die vorstehenden drei Gleichungen mitsammen multiplizirt, geben

$$N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)A = \left(Q+Z\right)\left(\frac{E+n.\delta+m.e}{E-m.e}\right)\left(\frac{E+n.\delta+\frac{3}{2}m.e}{E}\right)\left(B+n.\delta+m.f\right)$$

und wenn die Division verrichtet wird

$$N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right) = \frac{B}{A}\left(Q+Z\right)\left(1+\frac{n.\delta+2m.e}{E}\right)\left(1+\frac{n.\delta+\frac{3}{2}m.e}{E}\right)\left(1+\frac{n.\delta+m.f}{B}\right).$$

Beispiel. Bei dem Schlagwerke, welches bei dem Brückenbaue in Leitmeritz gebraucht wurde, waren 12 Menschen angestellt, der Rammklotz wog Q = 1300 ℔ und die Zange Z = 200 ℔, der Halbmesser der Rollen war E = 18 Zoll, e = f = 1 Zoll, B = 18 Zoll und für m kann $\frac{1}{8}$, dann für n . δ bloss $\frac{1}{4}$ Zoll angenommen werden. Substituirt man diese Werthe, so ist

$$N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right) = \frac{B}{A}\left(Q+Z\right)\left(1+\frac{\frac{1}{4}+2.\frac{1}{8}.1}{18}\right)\left(1+\frac{\frac{1}{4}+\frac{3}{2}.\frac{1}{8}.1}{18}\right)\left(1+\frac{\frac{1}{4}+\frac{1}{8}.1}{18}\right)$$

$$= \frac{B}{A}\left(Q+Z\right)\left(1+\frac{1}{36}\right)\left(1+\frac{7}{288}\right)\left(1+\frac{1}{48}\right) = \frac{B}{A}\left(Q+Z\right)\left(1+0{,}07\right).$$

Die Widerstände der Bewegung betragen daher bei dieser Maschine 7 Prozent, welches allerdings unbedeutend ist.

§. 105.

Um den Effekt bei diesem Schlagwerke zu berechnen, sey v′ die Geschwindigkeit, womit sich das Seil an dem Korbe der Winde aufwickelt, so ist diess zugleich auch die Geschwindigkeit, womit die Last nämlich der Rammbär in die Höhe steigt. Wir haben daher $v : v' = A : B$ und $v' = \frac{v.B}{A}$. Die Zeit, in welcher der Rammklotz auf die ganze Höhe H aufgezogen wird, ist $= \frac{H}{v'} = \frac{H.A}{v.B}$, die Anzahl der Aufzüge in einem Tage ist $\frac{3600\,z.v.B}{H.A}$ und daher der Effekt oder die tägliche Arbeit $= \frac{3600\,z.v.B}{H.A}.Q$. In diesem Ausdrucke ist $3600\,z.\frac{v.B}{A}$ der ganze Raum, welchen die Last in einem Tage zurücklegt; dieser Raum wird mit der Aufzugshöhe dividirt und mit dem Gewichte des Hoyers multiplizirt, wodurch man den Effekt in einem Tage erhält.

Um zu beurtheilen, welchen Einfluss die Geschwindigkeit und Arbeitszeit auf den Effekt nehme, müssen wir das Verhältniss der Hebelsarme $\frac{B}{A}$ aus der, im vorigen §. gefundenen Gleichung zwischen Kraft und Last substituiren; diess ist

$$\frac{B}{A} = \frac{N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)}{\left(Q+Z\right)\left(1+0{,}07\right)} \text{ und daher der Effekt} = \frac{3600\,z.v.Q}{H\left(Q+Z\right)} . \frac{N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)}{1+0{,}07}$$

Dieser Ausdruck wird ein Maximum, wenn $v = c$ und $z = t$ ist; die Arbeitsleute müssen sich daher bei diesem Schlagwerke mit ihrer mittlern Geschwindigkeit durch die gewohnten Arbeitsstunden bewegen und es wäre sehr unvortheilhaft, dieselben Arbeiter, wie wir es §. 101. bei der Handzugramme gesehen haben, mit einer grössern Geschwindigkeit durch eine kleinere Anzahl Stunden arbeiten zu lassen.

Wir wollen nun wieder die Berechnung für das Leitmeritzer Schlagwerk machen und wie §. 101. bei der Handzugramme 12 stärkere Menschen, für welche $c = \frac{10}{3}$ Fuss und $k = 30$ ℔ ist, annehmen. Der Effekt dieser Arbeiter ist daher in einem Tage $= \frac{3600 \,.\, 8 \,.\, \frac{10}{3}}{H} \cdot \frac{1300}{1500} \cdot \frac{12 \,.\, 30}{1{,}07} = \frac{27992523}{H}$ und für einen Arbeiter $\frac{2332710}{H}$.

Dieser Effekt verhält sich zu dem mittlern, in den vorigen §. §. bei der Handzugramme gefundenen, beinahe wie 2:1, oder dieselben Arbeiter leisten bei dem Maschinenschlagwerke 2mal so viel, als bei einer Handzugramme. Man richtet daher mit diesem Schlagwerke in einem Tage mit 12 Menschen eben so viel aus, als mit dem andern Schlagwerke in 2 Tagen; da jedoch bei der Handzugramme nur leichtere Hoyer von 4 oder höchstens 5 Zentnern gebraucht werden können, während man bei dem Maschinenschlagwerke die schwersten Hoyer verwenden kann, so folgt, dass die Kunstramme auch in dieser Hinsicht den Vorzug verdiene. Diese Folgerung ist offenbar von der grössten Wichtigkeit, da Pilottirungen bei grossen Bauten Monate und oft Jahre lang dauern, demnach auch sehr bedeutende Kosten verursachen. Es ist in dieser Hinsicht sehr auffallend, dass die Handzugrammen noch immer häufig und selbst bei grossen Brückenbauten gebraucht werden, obgleich ihre Nachtheile einleuchtend sind.

Zur Berechnung der Anzahl Schläge in einem Tage, welche bei der Kunstramme Statt finden, muss die Aufzugshöhe H gegeben seyn. Diese war bei dem Leitmeritzer Schlagwerke $H = 20$ Fuss, um die grössten Steine, welche im Flussbette der Elbe lagen, bei dem Eintreiben der Pfähle zersprengen zu können. Demnach war die Anzahl Schläge in einem Tage $= \frac{3600 \,.\, 8 \,.\, \frac{10}{3} \,.\, B}{20\, A}$. In dieser Gleichung muss das Verhältniss der Hebelsarme B : A vorerst aus der Gleichung $\frac{B}{A} = \frac{12 \,.\, 30}{1500 \,.\, 1{,}07} = 0{,}224$ bestimmt werden. Nimmt man B mit 18 Zoll an, so folgt $A = 80$ Zoll und der Durchmesser des Angriffspunktes der Arbeitsleute an der Winde $2\,A = 13$ Fuss 4 Zoll. Die Anzahl Schläge in einem Tage ist nun $= \frac{3600 \,.\, 8 \,.\, \frac{10}{3} \,.\, 0{,}224}{20} = 1075$.

§. 106.

Das Fig. 1 bis 8, Tab. 82 dargestellte Schlagwerk ist auch unter dem Namen des Wiener Schlagwerkes bekannt, weil es seit langer Zeit bei den Pilottirungen für die Wiener Donaubrücke und bei andern Bauten an der Donau gebraucht wird. Bei diesem Schlagwerke, welches der Wasserbaudirektor *Brequem* unter der Regierung des Kaiser *Joseph* angegeben hat, waren die Hebelsarme der Winde biegsam oder bestanden, wie unterhalb Fig. 3 zu sehen ist, aus einer eisernen Feder a b c, welche bei a an den Korb festgemacht war, bei b und c aber durch zwei andere, mit Stiften versehene

Radkränze ging, in der Länge c d aber mit einem hölzernen Handgriffe sich endigte. Der Stift bei c wurde so gestellt, dass der Hebel gerade an denselben anstiess, wenn der Druck des Arbeiters 25 oder 30 ℔ betrug, welches früher durch Versuche bestimmt wurde. Sobald jeder Arbeiter diesen Druck ausübte, lagen auch die Hebel an den Stiften an; blieb aber ein Arbeiter zurück, so trat ihm der folgende auf die Fersen, weil die Entfernungen der Hebel so angenommen wurden, dass ein Arbeiter gerade in die Fusstapfen des andern treten musste. Diese Einrichtung erscheint daher als eine zweckmässige Kontrolle der Arbeitsleute.

An dem Wiener Schlagwerke ist oberhalb der untern Winde noch eine zweite Winde mit einem eigenen Breterboden für die Arbeitsleute angebracht; diese dient dazu, die Pfähle, welche oft 7 und mehr Klafter lang, demnach sehr schwer sind, aus dem Wasser aufzuziehen und so lange zu dirigiren, bis sie genau an dem Orte stehen, wo sie geschlagen werden sollen. Gewöhnlich werden bei diesem Schlagwerke 18 bis 24 Arbeitsleute angestellt, und da das Verhältniss der Hebelsarme wie 1 : 3 oder 1 : 4 ist, so beträgt das Gewicht des Hoyers 16 bis 20 Zentner; ein solches Schlagwerk ist daher auch bei den grössten Pilottirungen mit Vortheil zu verwenden.

§. 107.

Die Nachtheile der gebräuchlichen Handzugrammen, welche wir oben §. 101 bis §. 103 durch Rechnung nachgewiesen haben, ergeben sich auch aus einer einfachern Betrachtung. Bereits im I. Bande unseres Werkes haben wir §. 35 und ff. umständlich erwiesen, dass die zweckmässigste Verwendung der menschlichen oder thierischen Arbeitskräfte in dem Falle Statt finde, wenn sich dieselben mit ihrer mittlern Geschwindigkeit während der gewohnten Tagesstunden beschäftigen oder während der 12 Stunden, welche bei der Arbeit zugebracht werden, 8 Stunden auf die wirkliche Arbeit verwenden und durch die übrige Zeit von 4 Stunden sich wieder erholen. Die zweckmässigste Verwendung der thierischen Kräfte tritt daher dann ein, wenn dieselben das mittlere Bewegungsmoment ausüben und jemehr das Bewegungsmoment der Arbeiter in einem bestimmten Falle von ihrem mittlern Momente abweicht, desto geringer wird auch der Effekt oder das Arbeitsquantum dieser Menschen seyn. Wir wollen nun die Beobachtungen, welche mehrere Schriftsteller über die Arbeiten bei Handzugrammen gemacht haben, näher betrachten.

Herr v. *Wiebeking* führt von den gewöhnlichen Schlagmaschinen oder Handzugrammen Folgendes an: Wenn auf einen Arbeiter 20 Nürnberger Pfund Gewicht des Klotzes gerechnet werden, so kann man den letztern bis 6 Fuss hoch schnellen; die Hitzen bestehen in 30 bis 40 Schlägen, wozu 80 Sekunden erforderlich sind. Zum Ausruhen wird dabei 1 bis 2 Minuten gerechnet. — In diesem Falle ist das Bewegungsmoment eines Arbeiters in 1 Sekunde 20 ℔ . 6 Fuss = 120, demnach beiläufig doppelt so gross als das gewöhnliche Moment, welches 25 ℔ . 2½ Fuss = 62½ beträgt.

Nach demselben Schriftsteller kann bei sehr grosser Anstrengung der Arbeiter die Höhe der Schnellung auch 10 Fuss betragen, welches jedoch nicht lange auszuhalten ist. — Das Bewegungsmoment eines Arbeiters ist dann = 20 . 10 = 200, oder 3⅕mal so gross als das gewöhnliche.

Perronet rechnet bei einer Fallhöhe von $4\frac{1}{2}$ Fuss auf einen Mann 25 ℔ und auf jede Hitze, die 1 Minute dauert, 30 Schläge. Bei der Brücke von *Neuilly* kamen auf jeden Arbeiter 29 bis 31 ℔ Gewicht. — Das Moment eines Arbeiters war hier im ersten Falle $= 25 . 4\frac{1}{2} = 112{,}_5$ und im 2^{ten} Falle $= 30 . 4\frac{1}{2} = 135$. Alle diese Bewegungsmomente sind viel grösser als das mittlere von $62\frac{1}{2}$; es kann demnach bei einer so grossen Anstrengung der Arbeiter nur ein sehr kleiner Effekt Statt finden.

Manger rechnet auf 300 ℔ (Berliner) 10 Mann und führt bei gewöhnlichen Hitzen von 20 Schlägen Folgendes über das Ziehen und Ausruhen an:

Zu 20 Schlägen, zum Aufziehen und Schnellen des Klotzes jedesmal $1\frac{1}{2}^{\text{Sec.}}$, also zusammen . . . . $30^{\text{Sec.}}$
„ „ „ Fallen jedesmal $\frac{1}{2}$ Sek., also zusammen . . . . 10 „
Zusammen 40 Sek.

Zum nachfolgenden Ausruhen wird gerechnet . . . . $3^{\text{Min.}}$
Auf verschiedene Zeitversäumnisse schlägt er an . . . . $1^{\text{Min.}}\ 20^{\text{Sec.}}$
also ist die Dauer einer Hitze 5 Minuten.

Das Moment eines Arbeiters ist hier im ersten Falle $= 30 . 4\frac{1}{2} = 135$. Weil aber nach dieser Erfahrung auf einen Mann 30 ℔ kommen und 20 Schläge zu $4\frac{1}{2}$ Fuss Höhe in 5 Minuten gemacht werden, so entfiele für den Arbeiter auf die Sekunde nur eine wirksame Kraft von $\frac{30\text{ ℔} . 20\text{ Schläge} . 4\frac{1}{2}\text{ Fuss}}{5 . 60^{\text{Sec.}}} = 9$ ℔; diese Kraft ist daher beiläufig 3mal kleiner, als die wirklich angewandte von 30 ℔, oder es gehen $\frac{2}{3}$ der verwendeten Kraft im Effekte verloren.

Herr v. *Wiebeking* führt von der Kunstramme mit Winde in Wien folgende Erfahrungen an: In 3 Stunden geschahen 80 Schläge, wodurch ein 10 Zoll dicker Pfahl 12 Fuss tief geschlagen wurde. In $2^{\text{Min.}}\ 13^{\text{Sec.}}$ wurde der Klotz im Gewichte von 1522 ℔ (sammt Schere 1729 ℔) 16 Fuss hoch gezogen und er fiel durch diesen Raum in $1\frac{1}{4}^{\text{Sec.}}$; Arbeiter waren 16 an dem 20 Fuss im Diameter messenden Drehhaspel. — Hielt der Korb 4 Fuss und das Rad 20 Fuss im Durchmesser, so kamen auf einen Arbeiter $21{,}_6$ ℔ oder wenn die zwei Rollen zu 2 Fuss, die Zapfen zu 2 Zoll und die Seile zu $1\frac{1}{2}$ Zoll gerechnet werden, sammt Reibung und Unbiegsamkeit gerade 25 ℔ auf einen Arbeiter. Hiezu kommt eine Geschwindigkeit von beinahe $2\frac{1}{2}$ Fuss, demnach ist das Bewegungsmoment, welches die Arbeiter ausübten $= 62\frac{1}{2}$. Wegen des Verhältnisses der Hebelsarme 1 : 5, war der Weg der Arbeiter 5mal so gross als die Hubshöhe, oder $5 . 16 = 80$ Fuss, welchen sie zu $2\frac{1}{2}$ Fuss per Sek. in $32^{\text{Sec.}}$ zurücklegen mussten. — Hatte aber der Korb 5 Fuss im Durchmesser und die Winde 20 Fuss, so entfallen auf einen Arbeiter 27 ℔ oder sammt Reibung 31 ℔. Der Weg der Arbeiter ist nun $16 . 4 = 64$ Fuss, welcher zu 2 Fuss per Sek. in $32^{\text{Sec.}}$ zurückgelegt wird; das Bewegungsmoment eines Arbeiters ist daher $31 . 2 = 62$. Hiebei entfallen $\frac{1522 . 16\text{ Fuss}}{16} = 1522$ auf einen Mann in $36^{\text{Sec.}}$, demnach $42\frac{10}{36}$ auf die Sekunde. Dauert ein Schlag $36^{\text{Sec.}}$, so fordern 20 Schläge $12^{\text{Min.}}$, wozu wie oben $4^{\text{Min.}}$ zum Ausruhen kommen; die ganze Zeit für 20 Schläge ist daher $16^{\text{Min.}}$. Hieraus ergibt sich das Moment auf einen Mann in der Sekunde $= \frac{1522 . 16\text{ Fuss} . 20\text{mal}}{16\text{ Mann} . 16 . 60^{\text{Sec.}}} = 31\frac{17}{24}$, also mehr als dreimal grösser, als die aus den Erfahrungen von *Manger* bei Handzugrammen abgeleiteten 9 ℔. Diese Betrachtungen zeigen hinlänglich, welche bedeutenden Vortheile der Gebrauch der Kunstrammen gegen die gewöhnlichen Handzugrammen gewährt, und es werden hierüber angestellte Beobachtungen immer ähnliche Resultate geben.

§. 108.

Es gibt viele Fälle, wo das beschriebene Maschinenschlagwerk bei der Fortschaffung von einem Orte zum andern wegen seines bedeutenden Gewichtes zu unbequem wird, oder wo man auch keinen so grossen Hoyer benöthigt, jedoch die Pfähle stärker schlagen will, als es mit einer Handzugramme möglich ist. In diesem Falle kann man sich des §. 96. beschriebenen Schlagwerkes mit Vorgelege bedienen.

Die Gleichung zwischen Kraft und Last und die Berechnung des Effektes wird bei diesem Schlagwerke auf folgende Weise abgeleitet. Wird der Halbmesser der obern Rolle mit E und ihres Zapfens mit e, dann die Spannung des von der Rolle herabgehenden Seiles mit S bezeichnet, so ist $S.E = Q\,(E + n.\delta) + m\,(Q + S)\,e$, woraus $S = Q\left(\frac{E + n.\delta + m.e}{E - m.e}\right)$ (I). Ist b der Halbmesser der Welle, ihr Zapfen wieder e und B der Halbmesser des Stirnrades, dann P die am Umfange dieses Rades wirkende Kraft, so haben wir $P.B = S\,(b + n.\delta) + m.S.e = S\,(b + n.\delta + m.e)$ (II). Es ist einleuchtend, dass der Druck, welchen die Arbeiter ausüben, keine Reibung veranlassen könne, weil die Kraft der Arbeiter im ganzen Kreise herumgeht und abwechselnd den Zapfen hebt und drückt; dagegen wird P die Reibung $P.m.e$ an dem Zapfen bewirken. Bezeichnet daher a den Halbmesser des Getriebes und A jenen der Kurbel, so haben wir $N.k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)A = P\,(a + m.e)$ (III).

Werden diese drei Gleichungen mitsammen multiplizirt, so ist

$$N.k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)A.B = Q\left(\frac{E + n.\delta + m.e}{E - m.e}\right)\left(b + n.\delta + m.e\right)\left(a + m.e\right)$$

und wenn man dividirt $= Q\left(1 + \frac{n.\delta + 2m.e}{E}\right)b\left(1 + \frac{n.\delta + m.e}{b}\right)a\left(1 + \frac{m.e}{a}\right)$. Wird nun die Multiplikazion verrichtet und die Produkte zweier Brüche gegen die einfachen Brüche ausgelassen, so folgt

$$N.k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)A.B = Q.a.b\left(1 + \frac{n.\delta + 2m.e}{E} + \frac{n.\delta + m.e}{b} + \frac{m.e}{a}\right) \text{(IV)},$$

welches nunmehr die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last mit Rücksicht auf alle Widerstände ist.

Zur Berechnung des Effektes dieser Maschine muss vorerst die Geschwindigkeit v'' der Last bestimmt werden. Bezeichnet v' die Geschwindigkeit am Umfange des Stirnrades, so haben wir $v : v' = A : a$ und $v' : v'' = B : b$, demnach $v : v'' = A.B : a.b$ und $v'' = \frac{v.a.b}{A.B}$.

Die Zeit eines Aufzuges ist dem zufolge $= \frac{H}{v''} = \frac{H.A.B}{v.a.b}$ und die Anzahl der Aufzüge in einem Tage $= \frac{3600\,z.v.a.b}{H.A.B}$.

Bei einem jeden Aufzuge ist das wirklich ausgeübte Bewegungsmoment dem Produkte der Last Q in die Aufzugshöhe H gleich, demnach ist das Bewegungsmoment in einem Tage $= Q\,.\,H\,.\,\frac{3600\,z\,.\,v\,.\,a\,.\,b}{H\,.\,A\,.\,B} = Q\cdot\frac{3600\,z\,.\,v\,.\,a\,.\,b}{A\,.\,B}$ (V).

Wird das Verhältniss der Hebelsarme $\frac{a\,.\,b}{A\,.\,B}$ aus der Gleichung IV in V substituirt, so erhält man das Bewegungsmoment der Arbeiter in einem Tage

$$= \frac{3600\,z\,.\,v\,.\,N\,.\,k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)}{1+\frac{n\,.\,\delta+2\,m\,.\,e}{E}+\frac{n\,.\,\delta+m\,.\,e}{b}+\frac{m\,.\,e}{a}}.$$

Diess wird zu einem Maximum, wenn $v = c$ und $z = t$ ist, oder wenn die Arbeiter sich mit der mittlern Kraft anstrengen; in diesem Falle ist das Bewegungsmoment $= \frac{3600\,t\,.\,c\,.\,N\,.\,k}{1+\frac{n\,.\,\delta+2\,m\,.\,e}{E}+\frac{n\,.\,\delta+m\,.\,e}{b}+\frac{m\,.\,e}{a}}$. Wären alle Widerstände $= 0$, so ist das Bewegungsmoment $= 3600\,t\,.\,c\,.\,N\,.\,k$, die Hebelsarme haben daher abermals keinen Einfluss auf das Bewegungsmoment und eben so wenig auf den Effekt der Arbeiter.

§. 109.

Beispiel. Wir wollen annehmen, dass bei dem berechneten Schlagwerke bloss zwei starke Menschen verwendet werden, und dass diese einen Hoyer von 10 Zentnern $= Q$ auf die Höhe $H = 15$ Fuss aufzuziehen haben. Man soll die Einrichtung der Maschine angeben, und die Anzahl Schläge, welche von den zwei Arbeitern in einem Tage zu Stande gebracht wird, berechnen.

Nehmen wir die Dimensionen der kleinern Theile in der üblichen Grösse an, so ist an der Rolle $E = 12$ Zoll, $e = 1$ Zoll, $n\,.\,\delta = {}^1/_4$ Zoll und $m = {}^1/_8$. Ferner sey der Halbmesser der Welle oder Trommel $b = 6$ Zoll und der Halbmesser des Getriebes $a = 3$ Zoll. Werden diese Werthe in die Gleichung IV substituirt, so ist

$$2\,.\,30\,.\,A\,.\,B = 1000\,.\,3\,.\,6\left(1+\frac{{}^1/_4+2\,.\,1\,.\,{}^1/_8}{12}+\frac{{}^1/_4+{}^1/_8\,.\,1}{6}+\frac{{}^1/_8\,.\,1}{3}\right) = 1000\,.\,3\,.\,6\,(1+0{,}_{15}).$$

Die Widerstände vermehren daher die anzuwendende Kraft um 15 Prozent und wir erhalten $A\,.\,B = 345$. Nimmt man den Halbmesser der Kurbel mit $A = 12$ Zoll an, so folgt jener des Stirnrades $B = 28^3/_4$ Zoll. Wird das Schlagwerk mit diesen Dimensionen eingerichtet, so werden die zwei Arbeiter bei Anwendung ihrer mittlern Kraft den Klotz aufzuziehen im Stande seyn.

Das Bewegungsmoment dieser zwei Arbeiter beträgt in einem Tage $\frac{3600\,.\,8\,.\,{}^{10}/_3\,.\,2\,.\,30}{1{,}_{15}} = 5008696$. Wird diess mit der Höhe $H = 15$ Fuss dividirt, so ist der Effekt in einem Tage $= 333913$. Diese Zahl mit dem Gewichte des Hoyers von 1000 ℔ dividirt, gibt die Anzahl Schläge, nämlich 334, welche die angenommenen zwei Arbeiter in einem Tage zu Stande bringen.

§. 110.

Bei den bisherigen Berechnungen haben wir angenommen, dass die Schlagwerke oder Rammaschinen durch Menschen in Betrieb gesetzt werden. Wo es aber die Lokalität zulässt, kann man die Kraft der Pferde, welche gewöhnlich minder kostspielig ist, zu gleichem Zwecke gebrauchen. In England werden bei den grössern Brückenbauten eine oder mehrere Dampfmaschinen zum Einschlagen der Pfähle und Pumpen des Wassers innerhalb der Fangdämme aufgestellt. In Frankreich hat man sich zum Pilottiren der Brücke *Pont Sainte Maxence* der Wasserräder bedient und mittelst derselben Hoyer von 2000 ℔ gehoben. Die Einrichtung, welche die beschriebenen Schlagwerke zur Verwendung der einen oder andern disponibeln Kraft zu erhalten haben, ist nicht schwer anzugeben.

Mittelst der in den vorigen §. §. vorgetragenen Rechnungen wird man in den Stand gesetzt, bei jedem Schlagwerke den Effekt oder die Anzahl Schläge, die in einem Tage gemacht werden können, zu berechnen. Wir kommen nunmehr zur Beantwortung der zweiten Frage, wie tief die Pfähle geschlagen werden sollen, damit sie eine bestimmte Last zu tragen vermögen. Da das Eindringen der Pfähle durch den Stoss des Rammklotzes bewirkt wird, so müssen wir unserer Rechnung einige Sätze aus der Theorie des Stosses vorausschicken.

Wenn zwei Körper sich hinter einander bewegen, und die Geschwindigkeit des nachfolgenden grösser, als jene des vorhergehenden ist, so wird im Augenblicke der Berührung der erste Körper einen Druck auf den zweiten ausüben, welchen wir Stoss und die damit verbundene Kraftäusserung die Kraft des Stosses oder die Stosskraft nennen. Man nennt den Stoss central, wenn sich die Körper vor der Berührung in der geraden Linie bewegen, welche man durch ihre Schwerpunkte ziehen kann. Sind die Flächen der berührenden Körper auf der Richtung der Bewegung senkrecht, so heisst der Stoss ein gerader. Die Rechnung für die Wirkung einer Ramme gründet sich daher auf die Grundsätze des geraden und centralen Stosses.

Die Körper, welche auf einander stossen, sind entweder vollkommen elastisch oder ganz unelastisch, oder sie besitzen nur einige Elastizität. Von der letztern Art sind die hölzernen Pfähle und Rammklötze, auf welche sich daher weder die Gesetze der vollkommen elastischen, noch der unelastischen Körper genau anwenden lassen. Weil aber der Grad der Elastizität bei jedem Holze verschieden ist, hiebei aber immer eine Annäherung zur vollkommenen Elastizität Statt findet, so werden wir die Rechnungen über den Stoss vollkommen elastischer Körper bei Bestimmung der Wirkung der Rammen mit der gehörigen Vorsicht anwenden.

§. 111.

Nach den allgemeinen Grundsätzen der Physik ist die Wirkung immer der Gegenwirkung gleich; es muss daher auch die Stosskraft auf beide sich berührende Körper in gleicher Grösse einwirken. Durch die Stosskraft werden Eindrücke bewirkt, welche, je nachdem die Körper elastisch oder unelastisch sind, sich wieder herstellen, oder den Körpern verbleiben.

Betrachten wir zuerst zwei unelastische Körper. Das Gewicht des stossenden Körpers sey M und seine Geschwindigkeit vor dem Stosse = C, das Gewicht des Fig. 1. Tab. 83.

Fig. 1. Tab. 83. gestossenen Körpers $= m$ und seine Geschwindigkeit vor dem Stosse $= c$, der Stoss sey central und C grösser als c. Die bewegende Kraft oder die Quantität der Bewegung beider Körper vor dem Stosse wird offenbar durch die Summe der Produkte $M.C + m.c$ ausgedrückt. Sind die Körper unelastisch, so wird der Stoss so lange fortdauern, bis beide dieselbe Geschwindigkeit erlangt haben, und gemeinschaftlich mit derselben fortgehen. Heissen wir diese Geschwindigkeit $= V$, so wird die Summe der Bewegung nach dem Stosse $= V(M + m)$ seyn; da aber beide Produkte einander gleich seyn müssen*), indem der Körper m eben so viel an Bewegung gewinnt, als M verliert, so haben wir: $M.C + m.c = V(M + m)$ und $V = \frac{M.C + m.c}{M + m}$.

---

*) Die Theorie des Stosses der Körper lässt sich auf folgende Art genauer geben:

Es sey das Gewicht des stossenden Körpers $= M$, seine Geschwindigkeit $= C$ vor dem Stosse, und $= V$ nach dem Stosse; eben so sey das Gewicht des gestossenen Körpers $= m$, seine Geschwindigkeit $= c$ vor, und $= v$ nach dem Stosse, die Richtung der Bewegung bei beiden Körpern sey dieselbe und C grösser als c. Im Augenblicke des Stosses wird die Stosskraft p wirksam, indem sie den Körper M verzögert und m beschleunigt; da aber die Wirkung der Gegenwirkung gleich kommt, so muss p und auch die Zeit t, während welcher der Stoss Statt findet, für beide Körper gleich seyn, und wir können überdiess während der kurzen Zeit dt die Stosskraft als eine beständige Kraft ansehen und sie sonach mit der Wirkung der Schwerkraft vergleichen. Würde also der gestossene Körper m durch eine Kraft bewegt, welche seinem Gewichte m gleich kommt, so erhielte er in der Zeit dt die Geschwindigkeit $2g.dt$; nun wirkt aber die Stosskraft p auf ihn und setzt ihm die Geschwindigkeit dv zu, demnach ist $m : 2g.dt = p : dv$. Hieraus folgt $m.dv = 2g.p.dt$, und $\mathrm{Const.} + m.v = 2g\int p.dt$, wo das $\int p.dt$ sich nicht bestimmen lässt, weil es unbekannt ist, wie die Stosskraft p von der Zeit t abhängt. Zur Bestimmung der Constanten wissen wir, dass zu Anfang des Stosses die Geschwindigkeit des gestossenen Körpers $v = c$ ist; für diesen Anfang ist aber die Zeit $t = 0$ und auch $\int p.dt = 0$, da t als Faktor hierinn vorkommen muss. Wir haben also $\mathrm{Const} + m.c = 0$ und $\mathrm{Const} = -m.c$; daher $m(v - c) = 2g\int p.dt$.

Auf gleiche Art haben wir für den stossenden Körper die Proporzion: Würde derselbe durch eine seinem Gewichte M gleichkommende Kraft bewegt, so erhielte er in der Zeit dt die Beschleunigung $2g.dt$, nun wird er durch die Stosskraft p aufgehalten, verliert daher an seiner Geschwindigkeit dV, oder erhält die Beschleunigung $-dV$. Also ist $M : 2g.dt = p : -dV$ und hieraus $\mathrm{Const} - M.V = 2g\int p.dt$. Zu Anfang des Stosses ist wieder $\int p.dt = 0$ und $V = C$, also $\mathrm{Const} - M.C = 0$; daher $M(C - V) = 2g\int p.dt$. Da nun p und t für beide Körper gleich sind, so haben wir $M(C - V) = m(v - c)$, woraus $M.C + m.c = M.V + m.v$ (I) folgt; demnach ist die Summe der Bewegungen vor und nach dem Stosse gleich.

In dieser Gleichung kommen zwei Unbekannte v und V vor, es muss daher noch eine neue Bestimmung eintreten. Bezeichnen wir für die Dauer t des Stosses den von M beschriebenen Raum mit s und jenen des Körpers m für dieselbe Zeit mit s′, so ist $dt = \frac{ds}{V}$ und $dt = \frac{ds'}{v}$ und wir haben, dieses in die erste Proporzion substituirt, $m : \frac{2g.ds'}{v} = p : dv$ und $m \cdot \frac{v^2}{4g} + \mathrm{Const} = \int p.ds'$ wobei der zweite Theil wieder nicht integrirt werden kann, weil man nicht weiss, wie die Stosskraft p mit dem Raume zu oder abnimmt. Zu Anfang des Stosses ist $s' = 0$ und auch die Wirkung der Körper auf einander $p = 0$, demnach $\int p.ds' = 0$ und $m \cdot \frac{c^2}{4g} + \mathrm{Const} = 0$ und $m\left(\frac{v^2 - c^2}{4g}\right) = \int p.ds'$. Auf gleiche Art findet man für den stossenden Körper $M\left(\frac{C^2 - V^2}{4g}\right) = \int p.ds$ und der Unterschied der beiden letzten Gleichungen gibt $M\left(\frac{C^2 - V^2}{4g}\right) = m\left(\frac{v^2 - c^2}{4g}\right) + \int p.d(s - s')$ (II), wo $s - s'$

Wenn der gestossene Körper m ruht oder $c = 0$ ist, haben wir $V = \frac{M . C}{M + m}$ und wenn im letzten Falle die Gewichte beider Körper gleich sind, ist $V = \frac{C}{2}$.

§. 112.

Für den Stoss *elastischer Körper* seyen wieder M und m die Gewichte und C, c die Geschwindigkeiten vor dem Stosse, dann V und v die Geschwindigkeiten des

---

den Unterschied der Räume bezeichnet, welche von den Körpern M und m während der Berührung derselben oder während des Stosses zurückgelegt werden.

Wir können $p = A + B\,(s - s')^n$ setzen, weil die Stosskraft p theils beständig ($= A$), theils dem Eindruck der Körper in einander (wie bei elastischen Körpern) proportional seyn kann, und übrigens p für beide bewegte Körper gleich, demnach durch die Räume s und s' auf eine gleiche Art bestimmt werden muss. Wir haben also $\int p . d\,(s - s') = A\,(s - s') + \frac{B (s - s')^{n+1}}{n + 1}$.
Wird die Gleichung $M\,(C^2 - V^2) = m\,(v^2 - c^2) + 4 g \int p . d\,(s - s')$ mit der ersten $M\,(C - V) = m\,(v - c)$ dividirt, so haben wir $C + V = v + c + \frac{4 g \int p . d\,(s - s')}{m\,(v - c)}$, oder
$C - c = v - V + \frac{4 g \int p . d\,(s - s')}{m\,(v - c)}$ (III).

Wenn die Figur der gestossenen Körper *unverändert* bleibt, oder zu Ende des Stosses die Räume $s = s'$ sind, so haben wir $C - c = v - V$ oder *die Körper gehen mit denselben Geschwindigkeiten aus einander, mit denen sie aneinander gegangen sind.* Diese Eigenschaft wird gewöhnlich nur den vollkommen elastischen Körper zugeschrieben, sie gilt aber auch für die vollkommen harten, weil bei denselben auch $s - s' = 0$ ist, indem sie ihre Gestalten nicht ändern, da sie nur einen unendlich kleinen oder keinen Eindruck auf einander machen.

Weil für elastische und vollkommen harte Körper $v - V = C - c$ und für weiche Körper $v - V = 0$ ist, so können wir allgemein $v - V = (C - c)\,(1 - \lambda)$ setzen und diesen Werth in die Gleichung III substituiren. Demnach ist $C - c = C - c - \lambda\,(C - c) + \frac{4 g \int p . d\,(s - s')}{m\,(v - c)}$ und
$\lambda\,(C - c)\,m\,(v - c) = 4 g \int p . d\,(s - s') = 4 g \left\{ A\,(s - s') + \frac{B\,(s - s')^{n+1}}{n + 1} \right\}$, sonach
$s - s' = \frac{\lambda\,(C - c)\,m\,(v - c)}{4 g \left\{ A + \frac{B\,(s - s')^n}{n + 1} \right\}}$. Der Eindruck $s - s'$ ist demnach sowohl dem Unterschiede $C - c$ der Geschwindigkeiten, als auch der mitgetheilten Bewegung $m\,(v - c)$ oder der verlorenen $M\,(C - V)$ proporzional. Der Eindruck $s - s'$ ist $= 0$, sowohl wenn $\lambda = 0$, als auch wenn A oder B unendlich gross sind; da das letztere nicht gedenkbar ist, indem auch p unendlich gross seyn müsste, so ist $s - s'$ dem λ nebst den übrigen Grössen proporzional.

Bei vollkommen elastischen Körpern ist $A = 0$ und $n = 1$, oder $p = B\,(s - s')$, sonach
$\lambda\,(C - c)\,m\,(v - c) = 2 g . B\,(s - s')^2$, folglich
$s - s' = \sqrt{\frac{\lambda\,(C - c)\,m\,(v - c)}{2 g . B}}$ oder $B = \frac{\lambda\,(C - c)\,m\,(v - c)}{2 g\,(s - s')^2}$. Aus der allgemeinen Gleichung folgt $\frac{s - s'}{\lambda} = \frac{(C - c)\,M\,(C - V)}{4 g \left\{ A + B \frac{(s - s')^n}{n + 1} \right\}}$. Wäre $A = 0$ oder sehr klein, so hätten wir
$\frac{(s - s')^{n+1}}{\lambda\,(n + 1)} = \frac{(C - c)\,M\,(C - V)}{4 g . B}$. Also findet für jedes λ ein $s - s'$ und umgekehrt Statt.

stossenden und gestossenen Körpers nach dem Stosse. Es wird also wieder die Summe der Bewegungen vor und nach dem Stosse einander gleich seyn, oder
$M . C + m . c = M . V + m . v$ (I).

Wären die Körper weich, so würde der zweite auf den ersten so lange einwirken, bis sie mit gleicher Geschwindigkeit fortgehen, oder bis $v - V = 0$ ist.

Sind aber die Körper vollkommen elastisch, so wird in dem Augenblicke, als der Stoss geschieht, der gestossene Körper fortgeschnellt, und stellt sogleich den erhaltenen Eindruck wieder her; eben so auch der stossende. Es kann also der Unterschied der Geschwindigkeit, der zwischen beiden Körpern herrschte, nicht vermindert werden; er bleibt sich gleich, es mag nun der Körper M oder m den einen oder andern an Geschwindigkeit nach dem Stosse übertreffen. In unserm Falle, wo die Körper hinter einander folgen, ist v grösser als V, weil der Körper M nicht nur einen Stoss ausgeübt hat, sondern auch zurückgestossen wird. Wir haben also $v - V = C - c$ (II).

Multiplizirt man diese Gleichung mit m und addirt sie zu der obern, so ist
$V = \frac{M . C + 2 m . c - m . C}{M + m}$ und weiters ergibt sich $v = \frac{m . c + 2 M . C - M . c}{M + m}$.

Für elastische und vollkommen harte Körper war $v - V = C - c$ und für weiche Körper $v - V = 0$, demnach liegt der Werth von $v - V$ für alle Zwischenstuffen der Weichheit und Härte oder vollkommenen Elastizität der Körper zwischen 0 und $C - c$ und wir können allgemein $v - V = (C - c)(1 - \lambda)$ (III) setzen. Die Grösse λ ist nun
Fig. 2. Tab. 83. für jede Materie besonders zu bestimmen. Diess kann durch Versuche ausgemittelt werden, indem man den Körper M von M gegen A fallen lässt, er erhält dadurch die Geschwindigkeit $C = 2\sqrt{g . AB}$; in A trifft er den Körper m, dessen Geschwindigkeit $c = 0$ ist; dieser Körper erhält durch den Stoss eine Geschwindigkeit v, welche sich aus der Höhe A′D, auf welche er sich erhebt, ergibt, nämlich $v = 2\sqrt{g . A'D}$; der Körper M aber steigt bloss auf die Höhe A′E und hat daher nach dem Stosse die Geschwindigkeit $V = 2\sqrt{g . AE'}$. Nun lässt sich aus $v - V = (C - c)(1 - \lambda)$ der Werth von λ bestimmen. Nach *Newtons* Versuchen ist bei Elfenbein
$C - c : v - V = 9 : 8$, oder die Differenz der Geschwindigkeiten vor dem Stosse ist dieser Differenz nach dem Stosse nicht ganz gleich, sondern $v - V = (C - c)\,{}^8\!/_9$ oder $1 - \lambda = {}^8\!/_9$ und $\lambda = {}^1\!/_9$. Für Glas ist $\lambda = {}^1\!/_{16}$.

Nehmen wir nun die zwei Gleichungen $M(C - V) = m(v - c)$ und
$v - V = (C - c)(1 - \lambda)$, so ist durch Substituzion von v aus der letztern
$M . C + m . c = M . V + m . v = M . V + m . V + m . C - m . c - m . \lambda(C - c)$, also
$V = \frac{M . C + 2 m . c - m . C + m . \lambda(C - c)}{M + m}$ (IV) oder auch, wenn V substituirt wird,
$M . C + m c = m . v + M . v - M(C - c) + M . \lambda(C - c)$, also
$v = \frac{m . c + 2 M . C - M . c - M . \lambda(C - c)}{M + m}$ (V). Diese zwei Gleichungen sind ganz analog, nur dass M und C mit m und c verwechselt sind.

Für unelastische, oder für vollkommen weiche Körper ist $\lambda = 1$, also
$V = \frac{M . C + m . c}{M + m}$ (VI) und $v = \frac{M . C + m . c}{M + m}$ (VII), folglich erhalten beide Körper durch

den Stoss gleiche Geschwindigkeiten. Für $c = 0$ oder wenn der gestossene Körper sich in Ruhe befindet, ist $V = v = \frac{M \, . \, C}{M + m}$ und wenn die Gewichte beider Körper gleich sind, so ist $V = v = \frac{C}{2}$. Für vollkommen elastische oder harte Körper ist $\lambda = 0$, also $V = \frac{2m \, . \, c + (M - m) \, C}{M + m}$ (VIII) und $v = \frac{2M \, . \, C - (M - m) \, c}{M + m}$ (IX) oder $V = \frac{M \, . \, C + m \, . \, c - m \, (C - c)}{M + m}$ und $v = \frac{M \, . \, C + m \, . \, c + M \, (C - c)}{M + m}$; also verliert der stossende Körper mehr, und der gestossene gewinnt mehr an Geschwindigkeit, als bei den weichen Körpern. Ist hier $c = 0$, so ist $V = \left(\frac{M - m}{M + m}\right) C$ (X) und $v = \frac{2M \, . \, C}{M + m}$ (XI); setzt man auch hier $M = m$, so folgt $V = 0$ und $v = C$, oder die Körper verwechseln ihre Geschwindigkeiten, wie diess bei den Billardkugeln beinahe zutrifft.

Sind die Massen bei unelastischen Körpern einander gleich, $M = m$, so geben die Gleichungen IV und V den Werth $V = c + \frac{\lambda}{2} (C - c)$ und $v = C - \frac{\lambda}{2} \, (C - c)$; der gestossene Körper bekommt also eine kleinere Geschwindigkeit v, wenn λ einen Werth hat.

Vergleicht man überhaupt die Gleichungen IV, V mit jenen VIII, IX, so sieht man, dass bei Körpern, welche ihre Figur ändern, der stossende Körper weniger verliert als bei den elastischen, hingegen der gestossene weniger gewinnt, als es bei einem elastischen Körper der Fall ist.

Nehmen wir nun noch den besondern Fall an, das sich drei vollkommen elastische Körper A, B, D, hinter einander befinden, wovon die zwei letztern ruhen und durch den ersten, dessen Geschwindigkeit C ist, in Bewegung gesetzt werden. Nach der Gleichung XI ist die Geschwindigkeit des gestossenen Körpers B, nämlich $v = \frac{2A \, . \, C}{A + B}$, und eben so ist die Geschwindigkeit des dritten Körpers D, nämlich $v' = \frac{2B \, . \, v}{B + D} = \frac{4A \, . \, B \, . \, C}{(A + B) \, (B + D)}$. Soll sich der letzte Körper mit der grössten Geschwindigkeit bewegen, oder v' ein Maximum werden, so lässt sich das Gewicht des mittlern Körpers bestimmen. Es muss sich nämlich nach der unten beigesetzten Rechnung*) $A : B = B : D$ verhalten. Dasselbe findet auch Statt, wenn mehrere elastische Kugeln sich hinter einander ruhend befinden und durch die erste in Bewegung gesetzt werden; es wird auch hier die letzte Kugel die grösste Geschwindigkeit erlangen, wenn die Gewichte der Kugeln in einer geometrischen Reihe wachsen.

§. 113.

Betrachten wir nun einen Pfahl, auf welchen ein Rammklotz auffällt. Der letztere legt den Raum H zurück, während der Pfahl nur um den Raum h bei

---

*) Wir haben nämlich $\frac{dv'}{dB} = 0 = 4 A \, . \, C \, (A + B) \, (B + D) - 4 A \, . \, B \, . \, C \, (B + D + A + B)$ oder $(A + B) \, (B + D) = B \, (B + D) + B \, (A + B)$ und $A \, . \, D + B \, . \, D = B^2 + B \, . \, D$ daher $B^2 = A \, . \, D$.

Fig. 3. Tab. 83. einem Schlage eindringt. Die Kraft, womit der Pfahl in die Erde eindringt, oder der Druck des Pfahles gegen die Erde muss eben so gross seyn, als der Widerstand, welchen die Erde dem Eindringen des Pfahles entgegen setzt. Bezeichnen wir diesen Widerstand mit W, und das Gewicht des Pfahles mit G, so ist $W - G$ das Gewicht, welches der Pfahl zu tragen im Stande ist, und $(W - G)\,h$ das Bewegungsmoment dieses Widerstandes während dem letzten Eindringen des Pfahles. Dagegen ist $M \,.\, H$ das Bewegungsmoment der Ramme, wenn M ihr Gewicht und H die Fallhöhe ausdrückt. Nimmt man nun an, dass das Bewegungsmoment der Kraft in dem Bewegungsmomente des Widerstandes auch für diesen Fall erschöpft werden müsse, so kann man diese zwei Bewegungsmomente einander gleich setzen, und wir erhalten
$(W - G)\,h = M \,.\, H.$

Aus der genauern unter dem Texte angeführten Rechnung *) ergibt sich die Gleichung $W = p \,.\, 2\pi \,.\, r\left(x + \frac{h}{2}\right) = \frac{M}{h}\left(S + H - \frac{V^2}{4g}\right) + G.$ Hieraus ergibt sich, dass die Kraft, welche den Pfahl in der Erde hält, oder der Widerstand W

---

*) Die **Wirkung des Schlages bei den Pfahlrammen** lässt sich auf folgende Art berechnen:

Es sey das Gewicht des Rammklotzes $= M$, des Pfahles $= G$ und die Kraft, welche in dem Augenblicke des Schlages zwischen der Ramme und dem Kopfe des Pfahles wirksam ist $= P$. Wie die Ramme aufschlägt, wird ihre Bewegung durch die Kraft $P - M$ verzögert, daher verhält sich: $M : 2g \,.\, dt = P - M : -dV$, wo V die Geschwindigkeit der Ramme nach dem Stosse ist. Da $dt = \frac{dS}{V}$, so ist auch $M : 2g \,.\, dS = P - M : -V \,.\, dV$ und $P \,.\, dS = M\left(dS - \frac{2V \,.\, dV}{4g}\right)$ (I).

Dieselbe Kraft P beschleunigt den Pfahl, welcher von dem Widerstande der Erde in seiner Bewegung verzögert wird. Um den letztern auszudrücken, sey die Kraft, welche die Einheit der Aussenfläche oder des Pfahlumfanges z. B. einen Quadratfuss in der Erde festhält $= p$, so ist die Oberfläche des Pfahles in der Erde $= 2\pi \,.\, r \,.\, x$, wo r den Halbmesser des Pfahles und x die ganze Tiefe, auf welcher er sich in der Erde befindet, vorstellt. Bezeichnet s den Raum, wie weit der Pfahl seit dem Anfange des Schlages eingedrungen ist, so ist der ganze Widerstand, welchen der Pfahl in der Erde findet $= p \,.\, 2\pi \,.\, r\,(x + s)$, sonach wird der Pfahl von der Kraft
$P + G - p \,.\, 2\pi \,.\, r\,(x + s)$ beschleunigt, und es wird sich verhalten:
$G : 2g \,.\, dt = P + G - p \,.\, 2\pi \,.\, r\,(x + s) : dv$, wo wieder v die Geschwindigkeit des Pfahles nach dem Stosse bedeutet. Diess ist auch $G : 2g \,.\, ds = P + G - p \,.\, 2\pi \,.\, r\,(x + s) : v \,.\, dv$, und
$P \,.\, ds = p \,.\, 2\pi \,.\, r\,(x + s)\,ds + G\left(\frac{2v \,.\, dv}{4g} - ds\right)$ (II). Wird die Gleichung II von I abgezogen, so folgt $P \,.\, d\,(S - s) = M\left(dS - \frac{2V \,.\, dV}{4g}\right) - p \,.\, 2\pi \,.\, r\,(x + s)\,ds - G\left(\frac{2v \,.\, dv}{4g} - ds\right)$.
Im Anfange des Stosses ist $S - s = 0$, $V = C$ und $\frac{C^2}{4g} =$ der Fallhöhe H der Ramme. Mit Rücksicht hierauf ist daher das vollständige Integrale

$$\int P \,.\, d\,(S - s) = M\left(S + \frac{C^2 - V^2}{4g}\right) - p \,.\, 2\pi \,.\, r\left(x + \frac{s}{2}\right)s + G \,.\, s - \frac{G \,.\, v^2}{4g} \text{ (III).}$$

Am Ende des Stosses ist $S - s$ abermals $= 0$, wenn der Kopf des Pfahles nicht aufgebürstet wird oder wenn sich die eingedrückte Figur seines Kopfes wieder herstellt; die Geschwindigkeit des Pfahles ist itzt v und bewirkt, dass der Pfahl nach beendigtem Stosse noch einen Raum σ beschreibt. Nennen wir die veränderliche Geschwindigkeit während dieser Bewegung $= \gamma$, so haben wir wieder: $G : 2g \,.\, d\sigma = G - p \,.\, 2\pi \,.\, r\,(x + s + \sigma) : \gamma \,.\, d\gamma$ und
$p \,.\, 2\pi \,.\, r\,(x + s + \sigma)\,d\sigma - G \,.\, d\sigma = -\frac{G \,.\, 2\gamma \,.\, d\gamma}{4g}$. Für den Anfang dieses Raumes, oder wenn $\sigma = 0$, haben wir $\gamma = v$, und daher das Integral

1tens dem p oder der Kraft, welche die Einheit der Aussenfläche des Pfahles festhält,

2tens der Peripherie des Pfahles $2\pi . r$,

3tens Der Länge x auf welche der Pfahl schon eingedrungen ist + der Grösse $\frac{h}{2}$ oder der halben Tiefe des Eindringens bei dem letzten Schlage proportional sey.

Die ganze Kraft ist auch gleich dem Gewichte M der Ramme, multiplizirt mit der Fallhöhe $H + S$ am Ende des Schlages, weniger der Höhe $\frac{V^2}{4g}$, wie hoch er zurückspringt, und dividirt mit der Tiefe h, wie tief derselbe bei dem letzten Schlage eingedrungen ist, wozu endlich noch das Gewicht G des Pfahles addirt werden muss. Diess wäre die ganze Last, welche der Widerstand des Erdreiches im Zustande des Gleichgewichtes zu tragen vermag, wobei es sich aber von selbst versteht, dass man in der Ausübung nur einen kleinen Theil hievon anschlägt.

Eine einfachere Formel erhält man bei der Annahme, dass die Ramme nicht zurückspringt, oder dass $V = 0$ und $S = 0$ ist; für diesen Fall haben wir nämlich $(W - G)\, h = M . H$, oder der Widerstand der Erde weniger dem Gewichte des Pfahles multiplizirt mit der Tiefe des Eindringens ist gleich dem Gewichte der Ramme multiplizirt mit ihrer Fallhöhe.

Der Raum, wie tief der Pfahl nach einem Schlage eindringt, ist nach der obigen allgemeinen Berechnung $h = \frac{M\left(S + H - \frac{V^2}{4g}\right)}{p . 2\pi . r\left(x + \frac{h}{2}\right) - G}$; also kriechen die Pfähle um so tiefer, je grösser das Gewicht M der Ramme, je grösser die Fallhöhe $S + H - \frac{V^2}{4g}$, und je kleiner die Peripherie $2\pi . r$ des Pfahles, je kleiner die Tiefe $x + \frac{h}{2}$, wie weit der Pfahl in der Erde steckt, und je kleiner der Widerstand p auf einen Quadratfuss, endlich je grösser das Gewicht G des Pfahles ist.

Der letzte Umstand erklärt die Erfahrungen in *Potsdam*, gemäss welchen die Pfähle tiefer eingedrungen sind, wenn sie mit einem zweiten Pfahle aufgesetzt waren.

$p . 2\pi . r\left(x + s + \frac{\sigma}{2}\right)\sigma - G . \sigma = G\left(\frac{v^2 - \gamma^2}{4g}\right)$. Hat der Pfahl den ganzen Raum σ beschrieben, so ist $\gamma = 0$, also $p . 2\pi . r\left(x + s + \frac{\sigma}{2}\right)\sigma - G . \sigma = \frac{G . v^2}{4g}$ (IV). Wird dieser Werth in die Gleichung III gesetzt, und berücksichtigt, dass zu Ende der Bewegung des Pfahles $S - s = 0$ ist, auch $\int P . d\,(S - s) = 0$ seyn müsse, so haben wir

$0 = M\left(S + H - \frac{V^2}{4g}\right) - p . 2\pi . r\left(x + \frac{s}{2}\right)s - p . 2\pi . r\left(x + s + \frac{\sigma}{2}\right)\sigma + G\,(s + \sigma)$. Weil s und σ gegen x sehr klein sind, so kann man zur Vereinfachung der Rechnung in beiden Klammern $x + \frac{s + \sigma}{2}$ setzen, und erhält also $M\left(S + H - \frac{V^2}{4g}\right) = \left\{p . 2\pi . r\left(x + \frac{s + \sigma}{2}\right) - G\right\}\left\{s + \sigma\right\}$

Sonach ist die Kraft, welche den Pfahl festhält:

$W = p . 2\pi . r\left(x + \frac{s + \sigma}{2}\right) - G = \frac{M}{s + \sigma}\left(S + H - \frac{V^2}{4g}\right)$. In diesem Ausdrucke ist $s + \sigma$ offenbar der Raum h, wie tief der Pfahl bei dem letzten Schlage eindringt und es ergeben sich nun die oben angeführten Folgerungen.

§. 114.

Es handelt sich nun, die vorgetragene Theorie durch Versuche zu bestättigen. Wir finden leider in den bisherigen mechanischen Schriften keine Versuche, worin auf alle Umstände, welche wir in Rechnung genommen haben, Rücksicht genommen ist. Man hat nämlich die Grösse S oder den Raum, welchen die Ramme während dem Stosse beschrieb und die Grösse $\frac{V^2}{4g}$ oder die Höhe, auf welche der Pfahl nach dem Stosse zurückspringt, gewöhnlich nicht gemessen. Da inzwischen in unserer genauen Formel $S - \frac{V^2}{4g}$ vorkommt, so können wir, da sich diese Grössen doch zum Theile aufheben, bei Vergleichung mit den bisherigen Versuchen, ihre Differenz $= 0$ setzen. Bezeichnen wir die ganze Tiefe des Eindringens bei einem Schlage mit h, und den Widerstand, welchen der Pfahl findet, mit W, so haben wir die einfache Formel $h = \frac{M.H}{W - G}$, womit nun die Resultate der Versuche verglichen werden können.

Solche Versuche finden sich in dem Werke: *Recherches théoriques et expérimentales sur l'effet des machines et outils, dont on se sert pour produire des mouvemens instantanés; principalement sur l'Effet du Mouton pour l'enfoncement des pieux, par R. Woltman, Directeur des constructions hydrauliques à Cuxhaven, au service de la République de Hambourg. A Goettingue* 1804, *chez Dieterich.*

Herr *Woltman* bediente sich zu seinen Versuchen zweier Apparate, wovon der erste Fig. 4, Tab. 83 in der Seitenansicht dargestellt ist. An einer Wand wurde eine Diele BD horizontal festgemacht und auf ihrer Oberfläche zwei Leisten ab, $4\frac{1}{2}$ Zoll von einander angenagelt. Zwischen diese Leisten wurde ein 4 Zoll in den Kanten starker, 4 Fuss langer und 16 Pfund schwerer Pfahl G eingelegt, und mit einer andern Diele eo, die 27 Pfund wog, beschwert. Auf die letztere wurden nun Gewichte aufgesetzt. Die beiden Dielen und der Pfahl waren von trockenem Weisstannenholz. Ein bleierner Hammer A wurde nun an einem hölzernen, 6 Fuss langen, oben $\frac{3}{8}$ und unten $\frac{5}{8}$ Zoll starken runden Stab AC befestigt, welcher letztere an einer horizontalen Welle C, die auf kleinen eisernen Achsen sich drehte, festgemacht war. Der Hammer wurde dann auf verschiedene Höhen aufgezogen, dann losgelassen und traf nun den Kopf des Pfahles mit einer Geschwindigkeit, welche eben so gross war, als wenn er durch die senkrechte Höhe des Bogens frei herabgefallen wäre. Zwar wurde die Bewegung des Hammers durch die Masse der Stange um etwas beschleunigt, allein dagegen durch den Widerstand der Luft und die Reibung an den Zapfen der Welle wieder vermindert; man hat daher den ohnehin unbedeutenden Einfluss dieser Grössen vernachlässigt.

Fig. 4. Tab. 83.

Bei dem Vorrücken des Pfahles äussert sich offenbar eine Reibung auf seiner untern und obern Fläche. Um die Grösse derselben zu bestimmen, wurde die untere Diele vor dem Versuche auf einer Seite so lange erhoben, bis der Pfahl von selbst herabzugleiten anfing; in diesem Falle verhielt sich die Höhe der schiefen Ebene zu ihrer Basis wie 4:7, demnach war die Reibung $^4/_7$ des Druckes. Nun war z. B. bei dem IV. Versuche die obere 27 Pfund schwere Diele mit 400 ℔ beschwert, also der Druck auf die obere Seite des Pfahles = 427 Pfund. Wird hiezu das Gewicht des Pfahles von 16 ℔ addirt, so ergibt sich der Druck auf die untere Seite des Pfahles mit 443 Pfund, demnach der Druck auf beide Seiten des Pfahles = 870 ℔ und die Reibung, welche sich bei seiner Fortrückung äussert = $^4/_7$. 870 = 497 Pfund = W. Auf gleiche Art wurde bei den andern Versuchen der Widerstand, welchen der Pfahl zu überwältigen hatte, berechnet. Dabei wurden Hämmer von verschiedenem Gewichte gebraucht. In der folgenden Tabelle sind die Resultate der ersten 6 vom Herrn *Woltman* angestellten Versuche, wobei sich der Pfahl zwischen beiden Dielen horizontal bewegte, angeführt, hierin das Eindringen des Pfahles nach der Formel $h = \frac{M.H}{W}$ berechnet, und die Differenz der berechneten und beobachteten Werthe beigesetzt.

Fig. 4. Tab. 83.

Versuchsreihe.	Gewicht in Pfunden		Fallhöhen der Ramme in Fussen:															Widerstand in Pfunden nach den Versuchen.
			H = 1′			H = 2′			H = 3′			H = 4′			H = 6′			
			Eindringen h des Pfahles in Fussen nach der															
	des Pfahles. G	der Ramme. M	Beob.	Rech.	Differ.	Beob.	Rech.	Differ.	Beob.	Rech.	Differ.	Beob.	Rech.	Differ.	Beob.	Rech.	Differ.	
I.	16	16	0,06	0,06	+0,00	0,13	0,12	—0,01	0,19	0,18	—0,01	0,26	0,24	—0,02	0,40	0,36	—0,04	269
II.	16	8	0,02	0,03	+0,01	0,04	0,06	+0,02	0,06	0,09	+0,03	0,09	0,12	+0,03	0,13	0,18	+0,05	269
III.	16	4	—	—	—	0,01	0,03	+0,02	0,02	0,04	+0,02	0,03	0,06	+0,03	0,04	0,09	+0,05	269
IV.	16	8	0,01	0,02	+0,01	0,02	0,03	+0,01	—	—	—	0,04	0,06	+0,02	0,07	0,10	+0,03	497
V.	16	8	0,02	0,03	+0,01	0,04	0,06	+0,02	—	—	—	0,09	0,12	+0,03	0,13	0,18	+0,05	269
VI.	16	8	0,04	0,05	+0,01	0,08	0,10	+0,02	—	—	—	0,17	0,21	+0,04	0,25	0,31	+0,06	154

Die berechneten Werthe für das Vorrücken des Pfahles stimmen ziemlich genau mit den beobachteten überein, wobei immer zu erinnern, dass unsere Formel für h, wie oben bemerkt wurde, für diese Versuche abgekürzt werden musste. Dagegen fand Herr *Woltman* nach seiner Theorie solche Werthe für h, die zufolge seiner Tabelle Seite 156 des genannten Werkes gewöhnlich um die Hälfte von der Beobachtung abweichen. Herr *Woltman* bemerkt, dass die Differenz seiner Versuche wahrscheinlich aus der unvollkommenen Elastizität des hölzernen Pfahles oder bleiernen Ramme entstanden sey, indem er das Zurückspringen des Hammers, welches bei vollkommener Elastizität eintreten müsse, nicht genau bemerken konnte. Aus dieser Ursache stellte er noch Versuche auf nachfolgende Art an.

§. 115.

Der Pfahl, welchen man bei den vorigen Versuchen brauchte, wurde zwischen zwei Ständern a, a in einem Rahmen lothrecht aufgerichtet, mittelst eiserner Bänder

Fig. 5, 6. Tab. 83. darin festgekeilt und dann mit einer Ramme M von Blei, welche man mittelst einer Schnur über eine Rolle zog, so weit eingetrieben, bis der Pfahl nur noch 4 oder 5 Zoll über dem Rahmen vorstand. Alsbald legte man (Fig. 6.) einen Balken c mit zwei hieran befestigten Wagschalen auf, und beschwerte die letztern so lange, bis der Pfahl zu sinken anfing. War der Pfahl 1 Zoll tief gesunken, so wurde der Balken c durch die Fangstützen d, d in Ruhe gebracht. Es ist offenbar, dass die Gewichte auf den Wagschalen sammt dem Gewichte der Wagschalen selbst, des Balkens und des Pfahles den Widerstand W ausdrücken, welcher sich der Bewegung des Pfahles entgegensetzt. Die Fallhöhen der Ramme M wurden mittelst Stäben, welche über den Pfahl aufgestellt wurden, gemessen. Nachstehende Tabelle enthält die Resultate dieser Versuche, welchen unsere Rechnung nach der Formel $h = \frac{M.H}{W - G}$, da hier das Gewicht G des Pfahles zu berücksichtigen ist, wieder beigefügt wurde:

Versuchsreihe.	Gewichte in Pfunden		Fallhöhen der Ramme in Fussen									Widerstand in Pfunden nach dem Versuche.
			H=2′			H=4′			H=6′			
			Eindringen h des Pfahles in Fussen nach der									
	des Pfahles. G	der Ramme. M	Beobachtung.	Rechnung.	Differenz.	Beobachtung.	Rechnung.	Differenz.	Beobachtung.	Rechnung.	Differenz.	
I.	13	16	0,063	0,051	—0,012	0,115	0,102	—0,013	0,166	0,153	—0,013	640
II.	13	8	0,021	0,026	+0,005	0,042	0,051	+0,009	0,059	0,077	+0,018	640
III.	13	16	0,044	0,040	—0,004	0,099	0,079	—0,020	0,130	0,119	—0,011	820
IV.	13	8	0,016	0,020	+0,004	0,029	0,040	+0,011	0,044	0,059	+0,015	820
Summe der Differenzen					+0,009 —0,016			+0,020 —0,033			+0,033 —0,024	

Diese Versuche stimmen offenbar weit besser als die frühern, wie man aus den positiven und negativen Differenzen ersieht. Nach der Rechnung des Herrn *Woltman* (Seite 162 seines Werkes) ergeben sich die Werthe für h wieder beiläufig halb so gross, als sie beobachtet wurden.

§. 116.

Der Herr Inspektor *Mehne* in *Hamburg* hat mit dem Fig. 5 und 6 dargestellten Apparate ebenfalls Versuche angestellt, welche Herr *Woltman* in dem genannten Werke anführt. Der Pfahl hatte wieder 4 Zoll im Quadrat, war 6 Fuss 11 Zoll lang, 30 Pfund schwer, und wurde bei jeder Versuchsreihe so eingeschlossen, dass er 3 Fuss 10 Zoll in dem Rahmen, und 3 Fuss 1 Zoll über demselben hervorstand. Die Rammen waren wieder von Blei, 15, 30 und 60 Pfund schwer. Das Eindringen des Pfahles wurde in Sechzehntel Zollen gemessen und der Widerstand nach jeder Versuchsreihe zweimal untersucht. In nachstehender Tabelle sind die Versuche mit unserer Rechnung zusammengestellt:

Versuchsreihe.	Gewichte in Pfunden		Fallhöhe der Ramme in Sechzehntheilen eines Zolles ausgedrückt									Widerstand in Pfunden nach dem Versuche.
			$H=384$			$H=768$			$H=1152$			
			Eindringen h des Pfahles in Sechzehntheilen eines Zolles nach der									
	des Pfahles. G	der Ramme. M	Beobachtung.	Rechnung.	Differenz.	Beobachtung.	Rechnung.	Differenz.	Beobachtung.	Rechnung.	Differenz.	
I.	30	30	6	6,16	+ 0,16	11	12,32	+ 1,32	16	18,48	+ 2,48	1900
II.	30	60	$13\frac{1}{3}$	12,32	— 1,01	$26\frac{2}{3}$	24,64	— 2,03	$40\frac{2}{3}$	36,96	— 3,71	1900
III.	30	15	$1\frac{2}{3}$	2,75	+ 1,08	$3\frac{1}{3}$	5,50	+ 2,17	$4\frac{2}{3}$	8,25	+ 3,58	2125
IV.	30	30	$5\frac{1}{3}$	5,50	+ 0,17	10	11,00	+ 1,00	15	16,50	+ 1,50	2125
V.	30	60	$12\frac{2}{3}$	11,00	— 1,67	25	22,00	— 3,00	$37\frac{1}{3}$	32,99	— 4,34	2125
VI.	30	15	$\frac{1}{3}$	0,71	+ 0,38	$\frac{8}{9}$	1,42	+ 0,53	$1\frac{1}{3}$	2,13	+ 0,80	8146
VII.	30	30	1	1,42	+ 0,42	$2\frac{4}{9}$	2,84	+ 0,40	$3\frac{2}{3}$	4,26	+ 0,59	8146
VIII.	30	60	$2\frac{7}{9}$	2,84	+ 0,06	$6\frac{2}{3}$	5,68	— 0,99	$10\frac{1}{3}$	8,52	— 1,81	8146
Summe der Differenzen					+ 2,27 — 2,68			+ 5,42 — 6,02			+ 8,95 — 9,86	

Diese Versuche stimmen noch genauer als die vorigen.

Die letzten Versuche, welche Herr *Mehne* unter dem 18ten Februar 1804 bekannt machte, erscheinen in folgender Tabelle:

Versuchsreihe.	Gewichte in Pfunden		Fallhöhen der Ramme in Zollen									Widerstand in Pfunden nach dem Versuche.
			$H=24$			$H=48$			$H=72$			
			Eindringen h des Pfahles in Zollen nach der									
	des Pfahles. G	der Ramme. M	Beobachtung.	Rechnung.	Differenz.	Beobachtung.	Rechnung.	Differenz.	Beobachtung.	Rechnung.	Differenz.	
I.	30	15	0,52	0,51	— 0,01	0,84	1,03	+ 0,19	1,22	1,64	+ 0,32	730
II.	30	30	1,12	1,03	— 0,09	2,3	2,06	— 0,24	3,00	3,09	+ 0,09	730
III.	30	60	3,00	2,06	— 0,94	5,0	4,11	— 0,89	—	—	—	730

Auch diese Versuche stimmen gut mit der Berechnung, und es ist zu erwarten, dass man noch genauere Resultate erhalten hätte, wenn die Umstände, welche unserer Formel zum Grunde liegen, berücksichtigt worden wären.

§. 117.

Aus der Vergleichung der angeführten Versuche mit unserer Formel dürfte sich die Richtigkeit der vorgetragenen Theorie der Wirkung der Pfahlrammen ergeben *).

---

*) Da die vorgetragene Berechnung der Wirkung des Rammbockes und der Last, die ein eingerammter Pfahl, ohne tiefer einzusinken, zu tragen im Stande ist, von jener Theorie abweicht, die Herr *Woltman* in dem Seite 160 genannten Werke und von jener, die Herr *Eytelwein* in dessen praktischer Anweisung zur Wasserbaukunst, 3. Heft, Berlin 1820 vorträgt, so glauben wir noch einmal auf diesen Gegenstand zurückzukommen, um unsere Theorie vollkommen deutlich darzustellen. Es ist hierbei diejenige Methode angenommen worden, deren sich *Karsten* im 4. Theile seines Lehrbegriffs, XV. Abschnitt, §. 230, Seite 216 bediente.

Es sey nämlich das Gewicht des Rammklotzes $= M$, das Gewicht des einzurammenden Pfahles $= G$, die Fallhöhe der Ramme $= H$, die unbekannte Stosskraft, welche wechselseitig den Pfahl beschleunigt und den Rammbock verzögert sey $= P$, dann der Widerstand, womit der Grund dem Eindringen des Pfahles sich entgegen setzt $= r$. Da dieser Widerstand nicht bloss die Bewegung des Pfahles, sondern auch jene des Rammbocks verzögert, so sey $r = r' + r''$, wovon nämlich r' die verzögernde Kraft des Rammbocks und r'' die verzögernde Kraft des Pfahles vorstellt. Der Pfahl erhält im ersten Augenblicke durch die Stosskraft des Rammbocks eine Bewegung. Da aber diese Bewegung nicht wie bei zwei Kugeln nach dem Stosse unveränderlich fortgeht, sondern da der Pfahl vom Wiederstande des Grundbettes anhaltend verzögert wird, so erhellet von selbst, dass der Stoss des Rammbocks auf den Pfahl nicht nach dem ersten Augenblicke geendigt sey, sondern dass hierbei die Stosskraft ebenfalls bis zum Stillstande des Pfahles und der Ramme fortwirken müsse. Der Rammbock wird daher anhaltend von der Kraft $P + r'$ verzögert und der Pfahl von der Kraft $P - r''$ beschleunigt; es versteht sich von selbst, dass P hier keine beständige, sondern eine veränderliche Grösse vorstellt.

Um die Fundamentalgleichungen der eintretenden Bewegung abzuleiten, vergleichen wir die Wirkung der Schwerkraft mit jener der Stosskraft: das Gewicht eines Körpers gibt demselben bekannter massen während der Zeit dt die Geschwindigkeit $2g.dt$; wenn nun in eben der Zeit der Rammbock durch die Wirkung der Stosskraft $P + r'$ die Geschwindigkeit $- dv$ erhält, oder dv verliert, so haben wir, weil die Wirkungen gleichartiger Kräfte einander proporzional sind:
$M : P + r' = 2g.dt : - dv$ folglich $(P + r')\,2g.dt = - M.dv$. Eben so findet man für die Bewegung des Pfahles $(P - r'')\,2g.dt = G.du$. Wird hier die zweite Gleichung von der ersten abgezogen, so haben wir $(r' + r'')\,2g.dt = - M.dv - G.du = r.2g.dt$, folglich
$M.c - M.v - G.u = r.2g.t$. Setzen wir den Widerstand des Grundes $r = 0$, so haben wir den Fall des gemeinen Stosses und wir erhalten $M.c = M.v + G.u$, oder die Summe der Bewegungen vor und nach dem Stosse ist einander gleich, wie es ohne Zweifel immer seyn muss.

Nun sey der Raum, welchen der Pfahl beschreibt $= s$. Da der Rammklotz auf den Kopf des Pfahles in manchen Fällen einen Eindruck macht, welches jedesmal geschieht, wenn die zusammenstossenden Körper entweder vollkommen oder unvollkommen elastisch, oder auch weich sind, so sey (der Allgemeinheit wegen) der Raum des Rammklotzes in derselben Zeit $= s + x$, so ist offenbar $dt = \frac{ds + dx}{v} = \frac{ds}{u}$. Diese Werthe in die ersten Fundamentalgleichungen gesetzt, geben für die Bewegung des Rammklotzes $(P + r')\,2g\,(ds + dx) = - M.v.dv$, und für die Bewegung des Pfahles $(P - r'')\,2g.ds = G.u.du$. Wird nun hier abermals die zweite Gleichung von der ersten abgezogen, so haben wir $(r' + r'')\,2g.ds + (P + r').2g.dx = - M.v.dv - G.u.du$. Weil nun $r' + r'' = r$ eine beständige Grösse ist, so haben wir

$r.s + \int (P + r')\,dx = \frac{M.c^2 - M.v^2 - G.u^2}{4g}$, wo das Integral $\int (P + r')\,dx$ so verstanden wird, dass es bei dem Anfange des Stosses für $x = 0$ verschwindet. Nun haben wir aber am Ende der Bewe-

Es leuchtet aber von selbst ein, dass man bei der Ausübung keinen Pfahl mit jener Last beschweren dürfe, welche sich aus dieser Rechnung ergibt, indem letztere nur für den Zustand des Gleichgewichtes geführt ist, bei jedem Bauwerke aber auf eine gegen jeden Zufall gesicherte Festigkeit angetragen werden muss. Wir wollen daher noch unsere Rechnung mit Erfahrungen von bewährten Bauwerken vergleichen, um hieraus zu bestimmen, mit welchem Theile des Tragungsvermögens ein Pfahl belastet werden könne.

Perronet hat bei den Fundamenten der Brückenpfeiler zu *Neuilly* eichene Grundpfähle von 18 Fuss Länge und 1 Fuss mittleren Durchmesser gebraucht; diese Pfähle wurden mit einem 1200 Pfund schweren Rammklotze bei einer Fallhöhe von 4 Fuss so lange eingetrieben, bis sie bei der letzten Hitze von 25 Schlägen nur $^1/_4$ Zoll, also bei einem Schlage nur $^1/_{1200}$ Fuss eingedrungen sind. Ein jeder Pfahl wurde mit 105700 Pfund beschwert, jeder Bogen von 120 Fuss Oeffnung ist nämlich 14,275600 Pfund schwer und wird von 135 Piloten getragen; alles in Pariser Maass und Gewicht.

Werden diese Werthe in die Gleichung $W-G=\mu\cdot\frac{M.H}{h}$ substituirt, so ist $105700=\mu.1200.4.1200$, woraus $\mu={}^1/_{54}$.

Herr *Woltman* erzählt in dem Seite 160 genannten Werke, dass bei dem Fundamente eines Leuchtthurmes in *Cuxhaven* 72 Pfähle verwendet wurden, die zusammen 1,800000 Pfund, oder jeder 25000 Pfund zu tragen hatte. Die Pfähle waren von Kienholz, 15 Fuss lang oder mit Inbegriff der Spitze 16 bis 18 Fuss, hatten 13 bis 14 Zoll im Durchmesser, und wurden mit einer Ramme von 800 Pfund und 4 Fuss Fallhöhe dergestalt eingerammt, dass sie bei der letzten Hitze von 25 Schlägen nur $^1/_2$ Zoll eingedrungen sind; alles in Hamburger Maass und Gewicht.

Werden wieder diese Werthe substituirt, so ist $25000=\mu.800.4.2.12.25$, woraus $\mu={}^1/_{77}$.

Herr *Brix* sagt in seinem Elementarlehrbuch der dynamischen Wissenschaften, III. Band. *Berlin* 1831, Seite 172, dass ein jeder Grundpfahl unter dem neuen Museum in *Berlin* die mittlere Belastung von ungefähr 400 Zentner trage. Die Pfähle wurden mit einem 15 Zentner schweren Rammklotz bis auf 2 bis 3 Zoll Eindringen bei der letzten Hitze von 25 Schlägen festgerammt; die Fallhöhe war 5 Fuss und das Gewicht eines jeden Pfahles

---

gung sowohl $v=0$, als auch $u=0$, sonach $r.h+\int(P+r')\,dx=M\cdot\frac{c^2}{4g}=M.H$. Wenn aber Pfahl und Ramme keines nachbleibenden Eindruckes fähig sind, welches sowohl bei vollkommen harten, als elastischen Körpern der Fall ist, so ist auch am Ende der Bewegung $x=0$, folglich $\int(P+r')\,dx=0$. Demnach haben wir die einfache Gleichung $r.h=M.H$, oder der Widerstand der Erde multiplicirt mit dem Raume, welchen der Pfahl bei einem Schlage beschreibt, ist gleich dem Gewichte der Ramme multiplizirt mit ihrer Fallhöhe. Hieraus folgt dann $h=\frac{M.H}{r}$.

Wird diese Formel mit den Erfahrungen von *Woltman* zusammengehalten, so zeigt sich, dass die Rechnung bald grössere, bald kleinere, und häufig auch dieselben Resultate gibt; man dürfte also deren Richtigkeit nicht bezweifeln.

im Durchschnitte $= 12\frac{1}{2}$ Zentner. Nimmt man das Eindringen während der letzten Hitze mit 2,5 Zoll an, so ist $400 - 12{,}5 = \mu \cdot \frac{15 \cdot 5 \cdot 12 \cdot 25}{2{,}5}$, woraus $\mu = \frac{1}{23}$ folgt.

Herr *Brix* führt in demselben Werke an, dass bei dem Baue des neuen Packhofes in *Berlin* die Last auf jedem einzelnen Grundpfahle im Durchschnitte 375 Zentner betrage. Die Pfähle wurden mit einem 15 Zentner schweren Rammklotz bei 5 Fuss Fallhöhe so lange eingerammt, bis sie $2\frac{1}{2}$ Zoll bei der letzten Hitze von 25 Schlägen eindrangen; das Gewicht jedes Pfahles ist mit 13 Zentnern anzunehmen. Diese Werthe geben

$375 - 13 = \mu \cdot \frac{15 \cdot 5 \cdot 12 \cdot 25}{2{,}5}$, woraus $\mu = \frac{1}{25}$ folgt.

Manger führt in seinen Beiträgen zur praktischen Baukunst, Seite 231 an, dass man zu *Potsdam* Grundpfähle mit einem 9 bis 10 Zentner schweren Rammklotz so fest einschlug, dass sie bei der letzten Hitze von 20 Schlägen noch 4 bis 5 Zoll eindrangen, ein jeder dieser Pfähle hatte seit 20 Jahren eine Last von 260 bis 270 Zentner getragen, ohne dass man den geringsten Fehler am Baue bemerkte.

Nimmt man hier im Mittel $4\frac{1}{2}$ Zoll Eindringen auf 20 Schläge, das Gewicht des Rammklotzes mit 950 ℔, die Fallhöhe mit 5 Fuss, endlich die Last für einen Pfahl mit 265 Zentner an, so haben wir $26500 = \mu \cdot \frac{950 \cdot 5 \cdot 12 \cdot 20}{4{,}5}$, woraus μ beinahe $= \frac{1}{10}$ folgt.

Die Pfeiler der neuen steinernen Brücke in *Tours*, welche Bögen von 75 Fuss Oeffnung und 50 Fuss Höhe vom Ursprung des Bogens trugen, und den 28. August 1777 plötzlich um 4 Fuss 0 Zoll 8 Linien gesunken sind, standen auf 65 eichenen Piloten, wovon jede 7 Fuss 6 Zoll lang und dem Mittel nach 9 Zoll stark war. Sie waren 3 Fuss 10 Zoll nach einer Richtung und 3 Fuss 9 Zoll nach der andern Richtung von einander entfernt, alles von einer Mitte zur andern gerechnet; ihre Spitze war beiläufig 6 Zoll in den härtesten Tufstein eingedrungen; ihr Kopf war frei, ohne vom Terain unterstützt zu werden, welches wahrscheinlich durch die ganze Höhe der Senkung der Fall war. *Perronet* hat gefunden, theils durch Sonden, theils aus den Stücken Holz, welche in die Höhe kamen, dass alle diese Piloten gebrochen, und von der zu grossen Last nieder gelegt waren; und diess in dem Augenblicke, wo man das Mauerwerk ober diesen Bogen zu Ende bringen wollte. Nach der Rechnung war die Last 10,006900 Pfund, folglich jede Pilote im Augenblicke des Bruches mit 153950 Pfund beschwert; alles im französischen Maasse und Gewicht.

Da die Pfähle in diesem Falle abgebrochen wurden, so können wir in Ermangelung anderer Daten ihr Tragungsvermögen nach jener Gleichung berechnen, welche mit Rücksicht auf die Biegung der Hölzer im I. Bande, Seite 347, neue Auflage, gefunden wurde. Beträgt nämlich die Biegung nur den 288^{ten} Theil der Länge, so ist nach unsern dort angeführten Versuchen die Tragungskraft für prismatische Eichenstäbe $G = 17608 \cdot \frac{B \cdot H^3}{L^2}$ und für cylindrische Stäbe nach Seite 317 ist $G = 17608 \cdot \frac{33}{56} \cdot \frac{D^4}{L^2}$. In unserm Falle ist $D = 9$ pariser Zoll $= 9 \cdot 1{,}0276 = 9{,}248$ N. Oe. Zoll und $L = 7$ Fuss par. $= 86{,}318$ N. Oe. Zoll, demnach ist $G = \frac{17608}{4} \cdot \frac{33}{56} \cdot \frac{9{,}248^4}{86{,}318^2} = 25466$ N. Oe. Pfund $= 25466 \cdot 0{,}8741 = 22260$ par. Pfund.

Der Coefficient 17608 wurde mit 4 dividirt, weil hier der Druck an dem Ende des Pfahles nicht aber in seiner Mitte, wie bei den Versuchen, Statt hatte. Es hätten demnach die Pfähle nur diese Last bei der Biegung von 1:288 getragen, während sie mit dem siebenfachen, oder mit 153950 Pfund belastet wurden. *Perronet* berechnet nach einer andern Formel für denselben Fall das Tragungsvermögen des Pfahles mit 62474 par. Pfund.

Herr *Eytelwein* gibt in der praktischen Anweisung zur Wasserbaukunst, 3. Heft, Seite 146, eine nach seiner Theorie berechnete (nicht aus Erfahrungen abgeleitete) Tabelle für das Gewicht des Rammklotzes und Pfahles, die Tiefe des Eindringens für 20 Schläge, und die Last, welche der Pfahl tragen kann, an.

Die folgende Tabelle enthält einige seiner Werthe und die hieraus berechnete Grösse von μ. Die Fallhöhe des Rammklotzes ist durchaus mit 5 Fuss angenommen:

Last, welche der Pfahl tragen kann W — G	Gewicht des Rammklotzes M	Gewicht des Pfahles G	Eindringen des Pfahls auf 20 Schläge h	Berechneter Werth von μ
Zentner	Zentner	Zentner	Zolle	
100	6	4	11,5	$\frac{1}{6,3}$
200	8	8	6,2	$\frac{1}{7,7}$
300	10	8	5,7	$\frac{1}{7,0}$
400	12	12	4,7	$\frac{1}{7,7}$
500	15	12	5,1	$\frac{1}{7,1}$
600	18	18	4,6	$\frac{1}{7,8}$

Diese Werthe geben für μ beiläufig $\frac{1}{8}$tel und nähern sich daher am meisten der Erfahrung von *Manger*, wo $\mu = \frac{1}{10}$ gefunden wurde.

§. 118.

Herr *Woltman* gibt in seinen Beiträgen zur Hydraulischen Architektur 4^{ter} Band, Göttingen 1799, Seite 378 und ff. nachstehende Regeln zur Pilotirung der Fundamente, welchen zugleich ein Entwurf zusammengehöriger Dimensionen für Grundpfähle, Rostwerke etc. bei Fundamenten im Hamburger Maasse und Gewichte beigefügt ist:

1. Alle Pfähle eines Fundamentes müssen mit einerlei Rammblock so lange eingeschlagen werden, bis sie bei einer Hitze von 25 Setzschlägen keinen ¼ Zoll mehr

weichen. Bei solchen Schlägen wird der Rammklotz 6 Fuss hoch gehoben und bleibt nach seinem Niederfallen eine kleine Pause, etwa 1½ Sekunde, auf dem Pfahle ruhend. Wegen der Verschiedenheit des Grundes und der Höhe der Gebäude, deren Fundamente pilotirt werden, muss man auch Rammblöcke von verschiedenem Gewichte anwenden. Dem gemäss ist in der folgenden Tabelle viererlei Grund angenommen, und hierzu in der ersten horizontalen Kolumne das Gewicht des Rammblocks angegeben.

2. Die Grundpfähle müssen auch eine verschiedene dem Gewichte des Rammblocks angemessene Stärke haben; der Durchmesser derselben im Mittel ihrer Länge, und wenn sie von der Borke befreit sind, erscheint in der zweiten Kolumne mit 9 bis 21 Zoll.

3. Die Länge der Pfähle mit Inbegriff ihrer Spitze erscheint in der dritten Kolumne mit 11 bis 27 Fuss. Diese Länge wurde so bestimmt, dass die Pfähle ohne zu biegen, die aufliegende Last selbst in dem Falle tragen, wenn sie lothrecht frei stehen.

4. Die vierte Kolumne enthält das Gewicht, welches die Pfähle, ohne tiefer einzusinken, tragen können; dasselbe ist in Hamburger Lasten, eine jede von 4000 Pfund angegeben. Diese Angabe gründet sich auf die Erfahrung, dass Pfähle von 18 bis 20 Zoll Durchmesser mit einem Rammblock von beinahe 1800 ℔ Schwere auf die unter Nr. 1 angegebene Art eingerammt, bei ihrem Ausziehen 14, 15 bis 16 Last Hebungsgewicht erfordert haben. Herr *Woltman* liess nämlich in *Cuxhafen* 50 alte Pfähle mittelst eines Rammprahmes bei wachsender Fluth herausziehen, und fand, dass das Fahrzeug, ehe es den Pfahl zu heben begann, immer zwischen 1200 und 1300 Kubikfuss tiefer ins Wasser eintauchte, als wenn es ganz frei war. Ein Kubikfuss dieses Wassers wiegt 49 Pfund. Die Pfähle waren von Kiefernholz 45 Fuss lang, und 26 bis 29 Fuss tief im vermischten Sand und Schlickgrunde eingerammt. Da nun jeder Pfahl wenigstens ein eben so grosses Gewicht trägt, als nothwendig ist, ihn auszuheben, indem seine Spitze sich dem Eindringen, nicht aber dem Ausziehen widersetzt, so folgt, dass diese im Grossen gemachte Erfahrung allerdings zur Bestimmung der in der Tabelle angeführten Tragungsfähigkeit benützt werden konnte.

5. Die Entfernung eines Pfahles vom andern, vom Mittel zu Mittel der Pfähle gerechnet, erscheint in der fünften Kolumne, woraus sich dann in der sechsten Kolumne die zugehörige Fläche ergibt, welche jeder Pfahl im Grunde einnimmt. Wird diese Fläche mit jener des Pfahles verglichen, so ergibt sich die Compression des Grundes.

6. Die Dimensionen der Schwellen oder Streckbalken (*Chapeaux*), welche auf die Pfähle eingezapft werden, und worauf winkelrecht andere Querbalken, Zangen (*Racineaux*) einzukämmen sind, erscheinen in der siebenten Kolumne, wo auch die Dicke der aufzulegenden Bohlen, worauf das Mauerwerk aufgeführt wird, bemerkt ist.

7. Die achte Kolumne gibt endlich das Gewicht an, welches ein Quadrat Fuss eines solchen Rostwerkes mit Sicherheit zu tragen vermag, im Falle die Bearbeitung desselben kunstmässig eingerichtet wurde. Da nun ein Hamburger Kubikfuss Ziegelsteine beiläufig 102 Pfund wiegt, so würde ein Pfahlwerk der ersten Art eine Mauer von 35 Fuss Höhe tragen, ohne sich zu setzen u. s. w.

Nachstehende Tabelle enthält nun die Werthe des Herrn *Woltman:*

Zum Fundament erster Art		zweiter Art	dritter Art	vierter Art.
I. Gewicht des Rammblocks	550 Pfund	850 Pfund	1300 Pfund	1900 Pfund
II. Durchmesser der Grund-Pfähle	9 Zoll	12 Zoll	16 Zoll	21 Zoll
III. Länge der Pfähle . .	11 Fuss	15 Fuss	20 Fuss	27 Fuss
IV. Die Pfähle können tragen	4 Last	7 Last	11 Last	16 Last
V. Pfahlweite von Mittel zu Mittel	25 Zoll	30 Zoll	35 Zoll	$41\frac{1}{2}$ Zoll
VI. Quarré zu jedem Pfahl	$4\frac{2}{5}$ Q. Fuss	$6\frac{1}{4}$ Q. Fuss	$8\frac{2}{5}$ Q. Fuss	12 Q. Fuss
Kompression des Grundes	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$
VII. Dicke der Balken in allen Kanten	9 Zoll	10 Zoll	11 Zoll	12 Zoll
Dicke der Bohlen . .	$3\frac{1}{2}$ Zoll	4 Zoll	$4\frac{1}{2}$ Zoll	5 Zoll
VIII. Gewicht auf 1 Quadratfuss	3600 Pfund	4400 Pfund	5200 Pfund	5300 Pfund

Der Gebrauch dieser Tabelle leuchtet von selbst ein. Wollte man z. B. auf einem Fundament der ersten Art eine Mauer von 17,5 Fuss errichten, so braucht man bei unveränderten Dimensionen der Pfähle und Balken bloss die Pfahlweiten in dem Verhältniss $1 : \sqrt{2} = 1 : 1{,}4$ zu vergrössern, oder statt 25 Zoll mit 35 Zoll anzunehmen, weil dann die Quarrés oder Felder zwischen den Rostbalken doppelt so gross werden. Uebrigens muss nicht bloss die Last, welche ein Pfahlwerk tragen soll, sondern auch die Beschaffenheit des Grundes entscheiden, welche Art Fundamente man aus der Tabelle anzunehmen habe. So würde man in einem weichen oder schlechten Grunde 11 Fuss lange und 9 Zoll starke Pfähle mit einem 550 pfündigen Rammblock nicht zum Stehen bringen, oder nicht so einzutreiben vermögen, dass sie bei 25 Setzschlägen keinen $\frac{1}{4}$ Zoll mehr weichen. Man müsste also entweder stärkere Pfähle oder leichtere Rammblöcke wählen.

Wir wollen noch die Angaben der vorigen Tabelle mit unserer Berechnung vergleichen, und den Koeffizienten μ in jedem Falle bestimmen. Nimmt man das Eindringen während der letzten Hitze von 25 Schlägen mit $\frac{1}{4}$ Zoll und die Hubshöhe des Rammklotzes, wie angeführt, mit 6 Fuss an, so ist

$$\text{im } 1^{\text{ten}} \text{ Falle } 4 . 4000 = \mu . 550 . 6 . 4 . 12 . 25, \text{ woraus } \mu = \frac{1}{248}$$

$$\text{,, } 2^{\text{ten}} \text{ ,, } 7 . 4000 = \mu . 850 . 6 . 4 . 12 . 25, \text{ woraus } \mu = \frac{1}{219}$$

$$\text{,, } 3^{\text{ten}} \text{ ,, } 11 . 4000 = \mu . 1300 . 6 . 4 . 12 . 25, \text{ woraus } \mu = \frac{1}{213}$$

$$\text{,, } 4^{\text{ten}} \text{ ,, } 16 . 4000 = \mu . 1900 . 6 . 4 . 12 . 25, \text{ woraus } \mu = \frac{1}{214}.$$

Werden diese Werthe für μ mit jenen, welche wir ebenfalls aus Erfahrungen im Grossen im vorigen §. ableiteten, verglichen, so ergibt sich allerdings ein sehr bedeutender Unterschied. Allein es ist zu bemerken, dass die Tabelle des Herrn *Woltman* sich auf Erfahrungen von Pfahlwerken gründet, welche an den Seeküsten errichtet waren, demnach den Erschütterungen und Stössen von Sturmwinden, Wellen, grossen Eisschollen, Schiffen etc. ausgesetzt blieben. Da diess bei den Pfahlwerken, welche auf dem festen Lande errichtet werden, nicht der Fall ist, so dürfte man für solche Fälle immer als befriedigendes Resultat annehmen, dass jeder Pfahl nur mit dem hundertsten Theile jener Last beschwert werden darf, welche er nach unserer angeführten Rechnung zu tragen vermag. Uebrigens muss immer die Beschaffenheit des Grundes, die Möglichkeit einer Unterwaschung, und andere Umstände dem praktischen Baumeister die Anleitung geben, welchen Werth er für den Koeffizienten μ anzunehmen habe.

IV. Kapitel.

Ausschöpfen des Wassers aus kleinern Tiefen mittelst Handeimern, Wurf- und Schwungschaufeln, dann Schaufelwerken.

§. 119.

Nach Herstellung der Fangdämme oder andern Einfassungen eines Wasserbaues, muss das innerhalb enthaltene oder zufliessende Wasser ausgeschöpft werden, um den Bau im Trockenen führen zu können. Man bedient sich hierzu verschiedener Manipulazionen und Maschinen, welche aber nur dann anzuwenden sind, wenn das Grundwasser von der Baustelle nicht durch zweckmässig angelegte, an einem niedrigern Punkte ausmündende Abzugsgräben oder durch solche hölzerne Rinnen, oder eine Röhrenleitung abgeführt werden kann. Dieser Fall ist immer der vortheilhafteste und gewöhnlich minder kostspielig, als der Gebrauch von Maschinen, die überdiess zu ihrer Aufstellung, und für die zu ihrer Bedienung erforderlichen Menschen, immer einen ziemlich grossen Raum bedürfen, der nicht selten bei Wasserbauten mangelt.

Ein solches Verfahren wurde bei dem Baue der steinernen Brücke über den Fluss *Doria* zunächst seiner Einmündung in den *Pò* in *Turin* angewendet. Diese Brücke besteht aus einem steinernen Bogen von 45 *mètres* (142,4 N. Oe. Fuss) Spannweite und 12,7 *mètres* (40,2 N. Oe. Fuss) oberer Breite, die Höhe des Kreissegmentes (*flèche*) ist 5,5 *mètres*, also das Verhältniss 5,5 : 45 = 1 : 8,2. Die Brücke wurde neben dem alten Flussbette erbaut, der Fluss erst nach Beendigung des Baues abgeleitet, und dann unter derselben fortgeführt. Da aber das Wasser bei dem Ausgraben der Fundamente überall aufstieg, so wurden zwei Fangdämme um die Pfeiler gebaut, beide mit einem Kanale verbunden und von dem linken Pfeiler ein Kanal bis weit in das alte Flussbett fortgeführt. Da der Fluss einen Fall von 1 : 1000 an diesem Orte hatte, so erhielt man durch einen Kanal von mehr als 2000 *mètres* Länge einen wasserfreien Raum von 2 *mètres* Tiefe, aus welchem das aufsteigende Wasser von selbst ablief, ohne irgend eine Schöpfmaschine während der mehrjährigen Dauer dieses Baues zu benöthigen. Innerhalb dieses auf solche Art trocken gelegten Raumes wurden die Piloten von 10 *mètres* Länge eingetrieben, der Rost gelegt, und das Mauerwerk aufgeführt. Dieser Bau wurde von dem *Cavaliere Mosca*, *Ispettore generale del genio civile* zu *Turin* geleitet; im Jahre 1823 wurden die Fundazionen der Brücke angefangen und bis zum Jahre 1825 die Widerlagen auf ⅔ Höhe erbaut; die zwei folgenden Jahre ruhte der Bau (wegen Geldmangel), im Jahre 1828 wurde das Gewölbe eingesetzt, im Jahre 1829 die Nachmauerung aufgeführt, endlich im folgenden Jahre die Parapete aufgesetzt und die Brücke gepflastert. Am 15. August 1830 wurde dieselbe eröffnet; ihre Totalkosten beliefen sich auf 1,348552 *Francs* 39 *Centimes*. Ich besichtigte die ausgeführte Brücke Ende Jänner 1833 und wünsche sehr, dass die nähern Details dieses merkwürdigen Baues, der an Vollendung unter die vorzüglichsten dieser Art in Europa gerechnet werden kann, dem wissenschaftlichen Publikum bald bekannt gemacht würden.

§. 120.

Ist die Ableitung des Wassers mittelst eines Abzugsgrabens wegen Hindernissen der Lokalität nicht möglich, beträgt aber die Tiefe, aus welcher es auszuschöpfen ist, nur einige Fuss, so bedient man sich der hölzernen oder mit Eisen beschlagenen Handeimer (*Sceaux*), der ledernen oder geflochtenen Feuereimer, welche gewöhnlich ⅓ Kubik Fuss Wasser aufnehmen. Soll das Wasser nur aus 3 bis 4 Fuss Tiefe gehoben werden, so stellen sich die Arbeiter in dasselbe, schöpfen die Eimer voll, und giessen sie in Rinnen, welche auf dem Fangdamme liegen, aus. Beträgt aber die Tiefe 5 bis 8 Fuss, so wird ein Gerüst von 3 oder 4 Fuss Höhe in das Wasser gestellt, und eine Reihe Arbeiter begibt sich auf dieses Gerüste, während eine andere Reihe im Wasser steht. Jeder Arbeiter hat einen Eimer, der untere schöpft das Wasser und stellt den Eimer rechts neben den obern Arbeiter, während der letztere zu gleicher Zeit den frühern Eimer über den Fangdamm ausschüttet, und dann wieder links neben sich auf das Gerüste setzt.

Nach den Erfahrungen, welche man in Preussen (praktische Anweisung zur Wasserbaukunst von *Gilly* und *Eytelwein*, 2. Heft) bei dem Wasserschöpfen mit Handeimern gemacht hat, kann jeder Arbeiter bei einer Hubshöhe von 3 Fuss, in einer Minute 15 Eimer zu ⅓ Kubik Fuss, demnach 5 Kubik Fuss Wasser per Minute ausgiessen. Hierbei arbeiten aber die Menschen nur immer eine Stunde und ruhen wieder eine Stunde aus, es müssen also zwei Ablösungen Statt finden, wenn die Arbeit bei Tage gemacht wird und ununterbrochen fortgehen soll; findet aber die Arbeit bei Tag und Nacht Statt, so müssen die Arbeiter dreimal abgelöst werden. Da die Wasserbauten im trockenen Sommer oder Herbste bei längeren Tagen vorgenommen, und die Wasserschöpfungen immer möglichst betrieben werden, so können wir die Zeit der Tagesarbeit für den ersten Fall auf 16 Stunden von Früh 4 bis Abends 8 Uhr annehmen; es kommen daher auf jeden Arbeiter 8 Stunden wirkliche Arbeitszeit, welches auch im zweiten Falle bei drei Ablösungen und einer bei Tag und Nacht ununterbrochenen Arbeit ausfällt. Da nun die von einem Arbeiter in der Minute gehobene Wassermenge 5 Kubik Fuss beträgt, so wird sie in 8 Stunden 5.60.8 ausmachen, demnach 5.60.8.56,4 Pfund wiegen. Wird diess mit der Hubshöhe von 3 Fuss multiplizirt, so gibt das Produkt 5.60.8.56,4.3 den Effekt eines Menschen bei dieser Arbeit.

Dagegen haben wir im I. Bande dieses Werkes gesehen, dass ein Arbeiter von mittlerer Stärke 25 Pfund auf die Entfernung von 2,5.8.3600 Fuss oder 3 Meilen weit in einem Tage tragen könne, oder dass sein Effekt 25.2,5.8.3600 betrage. Dieser Effekt verhält sich also zu jenem bei dem Wasserschöpfen wie 100 : 22,6, woraus wir sehen, dass diese Arbeit ein bei weitem unvollkommeneres Resultat liefere.

Werden aber bei einer Hubshöhe von 6 Fuss 2 Reihen Arbeiter aufgestellt, so können den Erfahrungen zu Folge zwei Arbeiter in der Minute nur 12 Eimer zu $\frac{1}{3}$ Kubik Fuss oder 4 Kubik Fuss Wasser ausgiessen; es entfallen daher bloss 2 Kubik Fuss oder 2.56,4 Pfund Wasser auf die Minute für einen Arbeiter. Wird diess mit der Hubshöhe von 6 Fuss multiplizirt, so ist der Effekt während 8 Arbeitstunden 2.56,4.60.8.6 und vergleicht man denselben wieder mit dem vortheilhaftesten Effekte bei dem Tragen einer Last oder mit 25.2,5.8.3600, so verhält sich der letztere Effekt zu jenem bei dem Wasserschöpfen mit zwei Reihen Arbeitern wie 100:18, die Arbeit ist also in diesem Falle noch unvortheilhafter.

Der ausserordentliche Verlust an Arbeitskraft, welcher in beiden Fällen eintritt, rührt von der Beschleunigung der Arbeit, von ihrer Unbequemlichkeit, und von dem Gewichte der Wassergefässe, welche fortwährend auf- und abgehoben werden müssen, her. Die in der Folge beschriebenen Wasserschöpfmaschinen gewähren zwar einen grössern Effekt, allein sie erfordern zu ihrer Aufstellung einen bedeutenden Raum, der nicht selten bei Wasserbauten mangelt, sie veranlassen Reparaturen und Zeitversäumnisse, endlich ist ihre Beischaffung und Instandhaltung auch mit nicht unbedeutenden Kosten verbunden.

§. 121.

Wenn bei einem Wasserbaue mehr Raum zum Ausschöpfen des Grundwassers vorhanden ist, und die Hubshöhe nur 2 bis $3\frac{1}{2}$ Fuss beträgt, so kann man sich der Wurfschaufel Fig. 10, Tab. 84 bedienen; ein jeder Arbeiter ergreift nämlich eine solche Schaufel, begibt sich in das Wasser und wirft es über den Damm heraus. Nach *Eytelwein* kann ein Mann in jeder Minute 6 bis 7 Kubik Fuss Wasser auf eine Höhe von $3\frac{1}{2}$ Fuss werfen. Nehmen wir 6,5 Kubik Fuss für die Minute an, so gibt diess während 8 Arbeitstunden ein Gewicht von 6,5.56,4.60.8 und wird diess mit der Hubshöhe von 3,5 Fuss multiplizirt, so ist der Effekt 6,5.56,4.60.8.3,5. Vergleicht man denselben mit dem Effekte bei dem Tragen einer Last, so verhält sich der letztere zu dem ersteren wie 100:34,2; diese Arbeit erscheint daher schon vortheilhafter als jene bei dem Ausschöpfen mit Handeimern. Fig. 10. Tab. 84.

Soll das Wasser auf die Höhe von 3 bis 5 Fuss ausgeworfen werden, und ist der hinlängliche Raum vorhanden, so bedient man sich der Schwungschaufel (*Hollandoise*) Fig 11, zu deren Regierung gewöhnlich 3 Mann (Fig. 12) angestellt werden. Man errichtet nämlich in dem Wasser einen Bock oder stellt drei oben zusammengebundene Pfähle ein, an welchen die Schwungschaufel an einem Seile so aufgehängt wird, dass sie in ihrer horizontalen Lage das Wasser nur beinahe berührt. Ein Mann, welcher auf einem Gerüste steht, ergreift den Stiel der Schaufel, zieht selbe zurück und stösst sie beinahe senkrecht in das Wasser, während 2 andere auf dem Fangdamme aufgestellte Personen an den Knebeln der Seile, die zur Seite der Schwungschaufel befestigt sind, ziehen, und so das Wasser über den Damm herausschleudern. Eine solche Schaufel ist gewöhnlich 16 Zoll breit, 8 Zoll hoch, oben 26 und unten 14 Zoll lang, alles im Lichten gemessen; es beträgt daher ihr kubischer Inhalt, wenn sie ganz gefüllt ist Fig. 11. und 12.

$\frac{16}{12} \cdot \frac{8}{12}\left(\frac{26+14}{2.12}\right) = 1{,}48$ Kubik Fuss. Hiervon geht aber der Erfahrung gemäss die Hälfte verloren, oder es wird jedesmal nur 0,74 Kubik Fuss Wasser über den Damm ausgeschüttet. Sind die drei Arbeiter gehörig geübt und der hinlängliche Raum für die Manipulazion vorhanden, so werden den Erfahrungen zu Folge bei einer Hubshöhe von 3,5 Fuss 28 Schwingungen in der Minute gemacht, oder ein Mann schafft in einer Minute $28 . 0{,}74 . \frac{1}{3}$ Kubik Fuss Wasser heraus. Demnach ist der Effekt während 8 Stunden $28 . 0{,}74 . \frac{1}{3} . 56{,}4 . 60 . 8 . 3{,}5$ und es verhält sich der vortheilhafteste Effekt bei dem Tragen einer Last zu jenem bei der Schwungschaufel wie 100 : 36,4. Dieses Verhältniss nähert sich jenem bei der Wurfschaufel, und ist weit vortheilhafter als bei dem Gebrauche der Handeimer, allein die Manipulazion erfordert einen weit grössern Raum, der nicht immer, wie wir schon anführten, bei den Grundbauten zu Gebote steht.

§. 122.

Ist die Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden soll, noch grösser, nämlich 6 bis 9 Fuss, so pflegt man sich der Schaufelwerke (*Chapelets inclinés*) zu bedienen. Der Effekt derselben ist zwar im Vergleiche mit Pumpen oder andern Wasserhebmaschinen nicht gross, inzwischen eignen sie sich doch vorzüglich zum Ausschöpfen eines unreinen oder schlammigen Wassers, wo bei andern Maschinen zu viele Reparaturen und Stillstände eintreten würden.

Fig. 1. bis 5. Tab. 84. Auf der Tafel Nr. 84, Fig. 1 bis 5 ist ein solches Schaufelwerk mit seinem Detail dargestellt. Es besteht (Fig. 1) aus einer rechtwinkeligen, von 4 Bohlen wasserdicht zusammengefügten Röhre, dem Wasserkasten AB, der an den Enden bei A und B offen bleibt, und worin sich eine Reihe rechtwinkelig gestellter Schaufeln (*Palettes*), welche durch eine Kette ohne Ende verbunden sind, gegen das obere Ende bewegt, um auf solche Art das Wasser bei A zu schöpfen und bei B über den Damm auszuschütten. Für das Zurückgehen der Schaufeln dient eine zweite über dem Wasserkasten liegende oben offene Rinne CD, welche man den Laufkasten zu nennen pflegt; die Bewegung der Kette ohne Ende wird aber durch zwei eiserne Getriebe bewirkt, an derem obern Kurbeln zu jeder Seite und zwar unter rechtem Winkel Fig. 2 gegen einander gestellt sind. Um beide Kasten gegen einander in unverrückter Lage zu erhalten, werden Zwingen F, F... angebracht, um aber den Ketten die erforderliche Spannung zu geben, ist am obern Theile des Wasserkastens ein sogenannter Wagen LMNO (Fig. 5) vorhanden. Hiervon ist der Theil NO die Scheere mit der angeschraubten verzahnten Stange an dem Wasserkasten, wie Fig. 2 zeigt, unverrückbar festgemacht, darauf aber der Stellbock LM mit dem Zapfenlager des Getriebes und den zum Einstellen erforderlichen Sperrhacken beweglich; es kann demnach das obere Getriebe von dem untern bei P, welches stets in seiner festen Lage bleibt, beliebig näher oder weiter gestellt, oder auch von der Maschine ganz abgenommen werden. Das untere Ende der Maschine ist bei E an einem Taue oder Kette an der Welle einer Winde, die auf dem Gerüste GHIK ruht, aufgehängt, und der Wasserkasten ruht überdiess auf den hölzernen Böcken bei Q und B. Die Maschine wird Anfangs, wie Fig. 1 zeigt, so gestellt, dass der Wasserkasten gerade nur so tief an seinem untern Ende eingesenkt ist, damit die Schaufeln das Wasser voll fassen können; nach Massgabe als sich dann der Wasserspiegel senkt, wird das Tau bei E nachgelassen, und mittelst des obern Sperrhackens die Maschine wieder festgestellt. Dadurch

Fig. 1. bis 5. Tab. 84.

wird Anfangs reines und später erst schlammiges Wasser, wobei der Gang der Maschine immer weit schwerer ist, geschöpft. Da die Reibung, welche bei der Bewegung der Schaufeln in dem Wasser- und Laufkasten entsteht, sehr bedeutend ist, so erhalten die Schaufeln im Wasserkasten oben 1 Zoll, dann zu jeder Seite ¼ bis ⅜ Zoll Spielraum, im Laufkasten aber wird zur Vermeidung der Seitenreibung der Spielraum jederseits mit beiläufig 1 Zoll angenommen. Damit nun die Zwingen Fig. 3 rechtwinkelig geschlossen werden können, so nimmt man zu dem Wasserkasten 2zöllige, zu dem Laufkasten aber nur 1½zöllige gut abgehobelte Bohlen von Kiefernholz, welche auf diese Art die verlangte Differenz im Spielraume geben. Die Schaufeln selbst werden aus Bretern von gutem Eichenholz, ¾ bis 1 Zoll stark verfertigt; die Verbindung derselben mittelst der Kette ohne Ende ist aus Fig. 1, 3 und 4 zu ersehen. Das Verhältniss der Höhe der Schaufeln zu ihrer Entfernung wird gewöhnlich zwischen 1 : 2 und 1 : 1 angenommen, und es leuchtet ein, dass die Entfernung der Stäbe im Getriebe genau so gross als die Länge eines Kettengliedes seyn müsse. Die Getriebe erhalten gewöhnlich 4 oder auch 6 Stäbe.

Man stellt zu jeder Seite der Kurbel zwei, drei oder 4 Mann an, welche aber die Arbeit schnell zu fördern angehalten werden müssen; sie werden desshalb alle 2 Stunden abgelöst und man kann nach *Eytelwein* hierbei annehmen, dass in jeder Stunde nur 35 Minuten zur wirklichen Arbeit, die übrigen 25 Minuten aber zur Ruhe und Reparatur der Maschine verwendet werden. Wollte man ein Schaufelwerk mit Pferden betreiben, wie diess z. B. im Jahre 1812 bei den Grundbauten in *Potsdam* der Fall war, so muss die Achse des obern Getriebes mittelst einer horizontalen Welle, an deren Ende ein Drehling oder konisches Rad befestigt ist, fortgeführt werden; in dieses Rad greift dann ein zweites konisches Rad an einer aufrecht stehenden Welle ein, die durch horizontale Zugbäume mittelst der vorgespannten Pferde betrieben wird. Auf ähnliche Art kann eine Vorrichtung für den Fall gemacht werden, als man sich der Kraft des Wassers zur Betreibung eines Schaufelwerkes bedienen will.

Man kann dem Schaufelwerke eine mehr oder minder geneigte Lage gegen den Horizont geben; wird es sehr steil aufgestellt, so fassen die Zellen weniger Wasser, es wird aber auf eine grössere Höhe gehoben; im umgekehrten Falle wird mehr Wasser auf eine kleinere Höhe gehoben. Es wird demnach für jedes Schaufelwerk eine Lage geben, wobei es am vortheilhaftesten arbeitet, wenn nämlich das Produkt aus der gehobenen Wassermenge in die Hubshöhe oder der Effekt am grössten ist. Hieraus sieht man, dass für den Fall, als ein Schaufelwerk für einen Wasserbau neu herzustellen ist, oder als man die Wahl zwischen mehreren solchen Maschinen hat, erst die Rechnung für die vortheilhafteste Anlage angestellt werden müsse.

§. 123.

Fig. 7. Tab. 83.

Es sey Fig. 7 Tab. 83 bei einem Schaufelwerke die Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden soll, oder die Differenz der zwei Wasserspiegel $= H$, die Länge des Wasserkastens von dem Punkte, wo er aus dem Wasser tritt bis zu dem Ausgusse $= L$, die zugehörige Grundlinie oder horizontale Projektion dieser Länge $= G$; die Höhe der Schaufeln $= h$, die Dicke derselben $= d$ und ihre Entfernung von Mitte zu Mitte $= E$.

Wird auf den kubischen Inhalt des, von den Verbindungsgliedern verdrängten Wassers, und auf das zur Seite und unter den Schaufeln während der Bewegung der Maschine

zurückfliessende Wasser keine Rücksicht genommen, demnach die Breite b der Schaufeln, nicht aber die lichte Breite des Wasserkastens in Rechnung gebracht, so ist das Gewicht des Wassers in einer Zelle $56{,}4\ M = 56{,}4\ b \left(ow.wu - \frac{op.ps}{2}\right)$ Fig. 7. Tab. 83.
und da $op : ps = G : H$ oder $ps = (E-d)\frac{H}{G}$, so ist

$$56{,}4\,M = 56{,}4\ b\,(E-d)\left(h - \frac{H}{2G}(E-d)\right) \cdot \text{(I)}$$

Wird dieses Gewicht mit der Anzahl der Zellen ausser dem Wasserspiegel, welche $= \frac{L}{E}$ ist, multiplizirt, so gibt diess das Gewicht des zu hebenden Wassers, welches durch die am obern Ende der Maschine wirkende Kraft in der Richtung der schiefen Fläche fortbewegt wird *), demnach zu Folge §. 123. I. Band, den Widerstand

$56{,}4\ M \cdot \frac{L}{E} \cdot \frac{H}{L} = 56{,}4\,b \cdot \frac{H}{E}(E-d)\left(h - \frac{H}{2G}(E-d)\right) \cdot \text{(II)}$ äussert. Das Gewicht der Schaufeln und eisernen Verbindungsstangen der Kette ist zwar im Wasserkasten auch noch über die schiefe Fläche zu ziehen, allein da im Laufkasten ein gleiches Gewicht herabgeht, so heben sich beide auf, und es bleibt nur die Kraft anzuschlagen, welche zur Ueberwältigung der hieraus in beiden Kästen entstehenden Reibung erfordert wird.

Es sey das Gewicht einer Schaufel sammt den 2 Zugstangen und Gewinden $= P$, so wirkt, diess lothrecht herab, drückt daher winkelrecht auf die schiefe Fläche mit $P \cdot \frac{G}{L}$, und weil die Anzahl der Schaufeln und Verbindungsstangen in beiden Kästen $= \frac{2L}{E}$ ist, so beträgt der ganze winkelrechte Druck auf die schiefe Fläche $P \cdot \frac{G}{L} \cdot \frac{2L}{E} = \frac{2P.G}{E}$, woraus die Reibung $\frac{m.2P.G}{E}$ (III) entsteht, die nun abermals von der, in der Richtung der schiefen Fläche wirkenden Kraft zu überwältigen ist.

Nebstbei findet noch eine Reibung in dem Zapfenlager der eisernen Getriebswelle Statt. Die zwei Gewichte oder Widerstände (II) und (III) wirken nämlich in der Richtung der schiefen Fläche und äussern daher einen eben so grossen Druck auf den Zapfen des

---

*) Die Wassermenge in allen Zellen ist am grössten, wenn das Differenziale in Hinsicht der Entfernung E gleich Null gesetzt und daraus E bestimmt wird. Wir erhalten hiernach

$$\frac{h.d}{E^2} - \frac{H}{2G} + \frac{d^2.H}{2E^2.G} = 0,\ \text{woraus}\ \frac{E^2}{d^2} = \frac{2G.h}{d.H} + 1\ \text{und}\ \frac{E}{d} = \sqrt{\frac{2G.h}{H.d} + 1},$$

demnach ist die Wassermenge in allen Zellen $56{,}4\,M = 56{,}4\,b.h.L\left(1 - \frac{d}{E}\right)\left(1 - \frac{H}{2G}\left(\frac{E}{h} - \frac{d}{h}\right)\right)$

Ist nun $\frac{G}{H} = 5$ und $\frac{h}{d} = 10$, so ist $\frac{E}{d} = 10{,}0499$ und die Wassermenge $56{,}4\,M = 56{,}4\,b.h.L.0{,}819$

„ „ $\frac{h}{d} = 20$, „ $\frac{E}{d} = 14{,}1774$ „ „ $56{,}4\,M = 56{,}4\,b.h.L.0{,}868$

„ „ $\frac{h}{d} = 30$, „ $\frac{E}{d} = 17{,}3494$ „ „ $56{,}4\,M = 56{,}4\,b.h.L.0{,}891$

„ „ $\frac{h}{d} = 40$, „ $\frac{E}{d} = 20{,}0250$ „ „ $56{,}4\,M = 56{,}4\,b.h.L.0{,}905$

Getriebes, demnach wird hierdurch die Reibung
$\left\{56{,}4\ b\ .\ \frac{H}{E}(E-d)\left(h-\frac{H}{2G}(E-d)\right)+\frac{m.2P.G}{E}\right\}m'$ (IV) verursacht, wo m' den Reibungskoeffizienten für das Zapfenlager bezeichnet.

Die angeführten Widerstände werden durch die am Umfange der Kurbel wirkende Kraft $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)$ der aufgestellten N Arbeiter überwältigt; diese Kraft beschreibt bei einer Umdrehung den Raum $^{22}/_{7}.2A$, wo A den Halbmesser der Kurbel bezeichnet. Während derselben Zeit legt die unter (II) und (III) angeführte Last den Raum $n.E$ zurück, wo n die Anzahl der Triebstöcke ausdrückt; der unter (IV) angeführte Reibungswiderstand beschreibt aber den Raum $^{22}/_{7}.2r$, wo r den Halbmesser des Zapfens bezeichnet. Da nun die mechanischen Momente oder die Produkte der Kräfte in ihre, während derselben Zeit beschriebenen Räume gleich seyn müssen, so erhalten wir die Gleichung

$$N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}.2A=\left(56{,}4\ M\cdot\frac{H}{E}+\frac{m.2P.G}{E}\right)\left(n.E+m'\cdot\frac{22}{7}\cdot 2r\right)\ \text{(V)}.$$

Zur Berechnung des Effektes dieser Maschine haben wir die Zeit einer Umdrehung der Kurbel $\frac{22}{7}\cdot\frac{2A}{v}$, und die während derselben oben ausgegossene Wassermenge $=56{,}4M.n$, demnach gibt die Proportion $\frac{22}{7}\cdot\frac{2A}{v}:56{,}4\ M.n=3600\ z$: Effekt, den Effekt in einem Tage $=\frac{3600\,z.v.56{,}4M.n}{^{22}/_{7}.2A}$ (VI). Wird der Werth von $^{22}/_{7}.2A$ aus der vorigen Gleichung substituirt, so ist der Effekt in einem Tage

$$=\frac{3600\,z.v.N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)}{\left(H+\frac{m.2P.G}{56{,}4M}\right)\left(1+m'\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2r}{E.n}\right)}.$$

Wird hier die Multiplikazion im Nenner verrichtet und die Grösse, worin das Produkt $m.m'$ erscheint, als zu unbedeutend, in der Addizion weggelassen, so ist der Effekt $=\frac{3600\,z.v.N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)}{H+\frac{H.22.2r.m'}{7E.n}+\frac{m.2P.G}{56{,}4M}}$.

Dieser Effekt wird in Hinsicht der Verwendung der menschlichen Kraft zu einem Maximum, wenn $v=c$ und $z=t$, in welchem Falle derselbe gleich ist

$$\frac{3600\,t.c.N.k}{H+\frac{H.22.2r.m'}{7E.n}+\frac{m.2P.G}{56{,}4M}}.\ \text{(VII)}$$

Würden hier die Reibungswiderstände vernachlässigt, oder m und $m'=0$ gesetzt, so erhalten wir denselben einfachen Ausdruck für den Effekt, welchen wir schon bei allen Maschinen im I. Bande gefunden haben, nämlich $\frac{3600\,t.c.N.k}{H}$; es gleicht daher auch diese Maschine, in ihrem statischen Zustande betrachtet, allen andern.

Der Effekt in einem Tage ist nach (I), (V) und (VI), wenn $v = c$ und $z = t$ gesetzt wird,

$$= \frac{3600\,t\,.\,c\,.\,N\,.\,k\,.\,56{,}4\,.\,n\,.\,b\,(E-d)\left(h-\frac{H}{2G}(E-d)\right)}{\left\{56{,}4\,H\,.\,b\,(E-d)\left(h-\frac{H}{2G}(E-d)\right)+m\,.\,2\,P\,.\,G\right\}\left\{n+\frac{m'\,.\,22\,.\,2r}{7\,E}\right\}} \quad \text{(VIII)}.$$

Dieser Ausdruck hat noch ein Maximum in Hinsicht des Verhältnisses von $H : G$ oder hinsichtlich des Neigungswinkels w, dessen $\text{Tang}\, w = \frac{H}{G}$ ist; es ist daher zu suchen, wann

$$\frac{h-\frac{H}{2G}(E-d)}{56{,}4\,H\,.\,b\,(E-d)\left(h-\frac{H}{2G}(E-d)\right)+m\,.\,2\,P\,.\,G}$$

$$= \frac{h-\left(\frac{E-d}{2}\right)\text{Tang}\, w}{56{,}4\,H\,.\,b\,(E-d)\left(h-\left(\frac{E-d}{2}\right)\text{Tang}\, w\right)+\frac{m\,.\,2P\,.\,H}{\text{Tang}\, w}}$$

ein Maximum wird. Nach der unter dem Texte beigefügten Rechnung *) ist diess der Fall, wenn $\text{Tang}\, w = \frac{h}{E-d}$ ist.

§. 124.

Beispiel. *Manger* führt in seinen Beiträgen zur praktischen Baukunst §. 42 nachstehende Dimensionen eines in *Potsdam* gebrauchten Schaufelwerkes an:

Die Hubshöhe des Wassers war $H = 5$ Fuss, die Länge des Schaufelwerkes $L = 32$, demnach die Grundlinie $= 31$ Fuss, die Breite der Schaufeln $b = \frac{5}{8}$ Fuss, ihre Höhe $h = \frac{1}{3}$ Fuss, ihre Entfernung im Lichten $E - d = \frac{2}{3}$ Fuss und die Anzahl der Triebstöcke $n = 4$. An dieser Maschine arbeiteten $N = 8$ Mann, welche in einer Minute 60 Umdrehungen machten und hierbei 50 Kubikfuss Wasser schöpften; in jeder Stunde konnten aber nur 35 Minuten zur Arbeit gerechnet werden, da die übrige Zeit zur Ruhe und Herstellung der Reparaturen verwendet wurde. Es kommen daher auf die Stunde $35\,.\,50 = 1750$ Kubikfuss, und auf die Minute im Durchschnitte 29,17 oder für einen Mann 3,65 Kubikfuss.

Werden diese Werthe in die Gleichung für den Effekt substituirt, so muss $3600\,t = 60$ Sekunden genommen werden; die Geschwindigkeit c ist der Umfang einer Kurbel, welche $= 5$ Fuss gesetzt werden kann. Bleiben die Arbeiter 10 Stunden am Bau-

---

*) Durch die Differenzialrechnung erhalten wir:

$$-\left(\frac{E-d}{2}\right)\frac{1}{\text{Cos}^2 w}\cdot 56{,}4\,H\,.\,b\,(E-d)\left(h-\left(\frac{E-d}{2}\right)\text{Tang}\, w\right)-\left(\frac{E-d}{2}\right)\frac{1}{\text{Cos}^2 w}\cdot\frac{2\,m\,.\,P\,.\,H}{\text{Tang}\, w}$$

$$+\left(h-\left(\frac{E-d}{2}\right)\text{Tang}\, w\right)56{,}4\,H\,.\,b\,(E-d)\left(\frac{E-d}{2}\right)\frac{1}{\text{Cos}^2 w}$$

$$+\left(h-\left(\frac{E-d}{2}\right)\text{Tang}\, w\right)\frac{2\,m\,.\,P\,.\,H}{\text{Cos}^2 w\,.\,\text{Tang}^2 w}=0. \text{ Hieraus folgt}$$

$$\left(h-\left(\frac{E-d}{2}\right)\text{Tang}\, w\right)\frac{2\,m\,.\,P\,.\,H}{\text{Cos}^2 w\,.\,\text{Tang}^2 w}=\left(\frac{E-d}{2}\right)\frac{2\,m\,.\,P\,.\,H}{\text{Cos}^2 w\,.\,\text{Tang}\, w},$$

oder $h-\left(\frac{E-d}{2}\right)\text{Tang}\, w=\left(\frac{E-d}{2}\right)\text{Tang}\, w$, demnach $\text{Tang}\, w=\frac{h}{E-d}$.

platze, so ist nach dem obigen die wirkliche Arbeitszeit in einem Tage $z = 10 \cdot \frac{35}{60} = 5\frac{5}{6}$ Stunden. Hieraus ergibt sich die wirklich ausgeübte Kraft bei Verwendung von stärkern Arbeitern, wie es bei solchen Bauten üblich ist, nach den Angaben im I. Band, $k = 30\left(2 - \frac{5}{3}\right)\left(2 - \frac{5\frac{5}{6}}{8}\right) = 12{,}7$ ℔.

Das Gewicht einer Schaufel nehmen wir zu $1\frac{3}{4}$ ℔ und der Verbindungsstangen zu 3 ℔, also beides oder $P = 4{,}75$ ℔ an. Ferner die Dicke eines Bretes $d = 1$ Zoll; demnach $E = 9'' = \frac{3}{4}$ Fuss; für den Reibungskoeffizienten m, welcher hier sehr bedeutend ist, kann $\frac{1}{2}$ und $m' = \frac{1}{4}$ gesetzt, dann der Durchmesser des Zapfens $2r = 1{,}5$ Zoll angenommen werden. Demnach ist der Effekt in einer Minute

$$= \frac{60 \,.\, 5 \,.\, 8 \,.\, 12{,}7 \,.\, 56{,}4 \,.\, 4 \,.\, \frac{9}{8} \,.\, \frac{2}{3}\left(\frac{1}{3} - \frac{1}{2} \,.\, \frac{5}{31} \,.\, \frac{2}{3}\right)}{\left\{56{,}4 \,.\, 5 \cdot \frac{9}{8} \cdot \frac{2}{3}\left(\frac{1}{3} - \frac{1}{2} \cdot \frac{5}{31} \cdot \frac{2}{3}\right) + \frac{1}{2} \cdot 2 \,.\, 4{,}75 \,.\, 31\right\} \cdot \left\{4 + \frac{1}{4} \cdot \frac{22 \,.\, 1{,}5 \,.\, 4}{7 \,.\, 12 \,.\, 3}\right\}}$$

$$= \frac{1248432{,}7\left(\frac{1}{3} - \frac{1}{2} \,.\, \frac{5}{31} \,.\, \frac{2}{3}\right)}{211{,}5\left(\frac{1}{3} - \frac{1}{2} \,.\, \frac{5}{31} \,.\, \frac{2}{3}\right) \,.\, + 4{,}75 \,.\, 31} = 1691 \text{ ℔} = 29{,}98 \text{ Kubikfuss},$$

wogegen *Manger* 29,17 Kubikfuss beobachtet hat. Diese kleine Differenz von 0,81 Kubikfuss rührt daher, weil wir die Wassermenge, welche zu beiden Seiten durch den Spielraum durchfliesst, nicht angeschlagen haben. Dieselbe ist aber nur für eine Schaufel, nämlich die oberste zu berechnen, weil die untern Schaufeln von den obern in demselben Maasse des Abflusses wieder voll werden. Es sey der Spielraum zu jeder Seite $= \beta$ und die Druckhöhe $= h'$, so ist die Fläche $= 2\beta \,.\, h'$, die Geschwindigkeit des Wassers $= \frac{2}{3} \,.\, 2\sqrt{g \,.\, h'}$ also die entkommende Wassermenge nach §. 115, II. Band $= 0{,}619 \,.\, 2\beta \,.\, k' \,.\, \frac{2}{3} \,.\, 2\sqrt{15{,}5\, h'}$. Hier wäre nun noch h' durch h auszudrücken, allein man kann diese Rechnung um so mehr übergehen, als wir bereits Seite 176 unter b nicht die Breite des Wasserkastens, sondern jene der Schaufeln verstanden haben und die geringe Differenz zwischen der hiernach berechneten und wirklich ausgeschöpften Wassermenge zu unbedeutend ist.

Wie beträchtlich aber die Widerstände bei dieser Maschine sind, und wie nachtheilig daher ihre Verwendung sey, ersehen wir aus der Erfahrung von *Manger*, gemäss welcher ein Mann in 1 Minute nur 3,65 Kubikfuss Wasser auf die Höhe von 5 Fuss herausschaffte. Der Effekt, welchen ein solcher Arbeiter von der stärkern Art bei dem Tragen einer Last zu Stande bringen würde, verhält sich daher zu jenem bei dem Schaufelwerke wie $60 \,.\, 3 \,.\, 30 : 3{,}65 \,.\, 56{,}4 \,.\, 5 = 100 : 19$, es gehen daher $\frac{4}{5}$tel der Arbeitskräfte verloren und ein Schaufelwerk ist eben so nachtheilig als der Gebrauch von Handeimern.

Woher dieser bedeutende Verlust an Kraft rühre, ersehen wir am besten aus der Substituzion in die Gleichung (VII), worin zugleich der Werth für M nach (I) ausgedrückt wurde; es ist nämlich der Effekt in einer Minute

$$\frac{60 \,.\, 5 \,.\, 8 \,.\, 12{,}7}{5 + \frac{5 \;\, 22 \,.\, 1{,}5 \,.\, 4}{7 \,.\, 3 \,.\, 12 \,.\, 4 \,.\, 4} + \frac{1 \,.\, 2 \,.\, 4{,}75 \,.\, 31}{2 \,.\, 56{,}4 \,.\, \frac{9}{8} \,.\, \frac{2}{3}\left(\frac{1}{3} - \frac{5}{62} \,.\, \frac{2}{3}\right)}} = \frac{30480}{5 + 0{,}164 + 12{,}452} = 1730 \text{ ℔}$$

$= 30{,}7$ Kubikfuss. Die unbedeutende Differenz von dem früher gefundenen Werthe mit 29,98 Kubikfuss rührt aus der Vernachlässigung jener Grösse, worin das Produkt $m \,.\, m'$ erscheint her. Wir sehen hieraus, dass vorzüglich die Reibung, welche die Schaufeln bei ihrer Bewegung im Wasser- und Laufkasten verursachen, den Effekt so sehr vermindere.

§. 125.

Um den Effekt bei der gegebenen Maschine zu vergrössern, müsste man jeden Arbeiter mit der mittern Kraft von $k = 30$ ℔, bei der Geschwindigkeit von $c = 3$ Fuss durch $z = 8$ Stunden arbeiten lassen; in diesem Falle wäre nämlich der Effekt von denselben 8 Arbeitern in einer Minute $\frac{60.3.8.30}{5 + 0{,}164 + 12{,}452} = 2452$ ℔ $= 43{,}5$ Kubikfuss; dieser Effekt verglichen mit jenem bei dem Tragen einer Last gibt die Proporzion $60.3.8.30 : 2452.5 = 100 : 28{,}4$, der Effekt würde also mit den beobachteten 29,17 Kubikfuss verglichen, um 49 Prozent erhöht und man könnte in demselben Verhältnisse zur Herausschaffung einer bestimmten Wassermenge weniger Arbeitsleute anstellen.

Eine noch bedeutendere Vermehrung des Effektes würde entstehen, wenn die Maschine die gehörige Neigung erhielte. Nach Seite 178 soll nämlich $\text{Tang}\, w = \frac{h}{E - d} = \frac{{}^1\!/_3}{{}^2\!/_3} = \frac{1}{2} = \text{Tang}\, 26^\circ\, 34^{\text{Min.}}$ seyn, wogegen unsere Maschine die Neigung $\text{Tang}\, w = \frac{5}{31} = \text{Tang}\, 9^\circ\, 9^{\text{Min.}}$ hat. Nehmen wir daher $\frac{H}{G} = \text{Tang}\, w = \frac{1}{2}$ und $G = 2H = 10$ Fuss an, und lassen die 8 Arbeiter zuerst mit der unvortheilhaften Geschwindigkeit $c = 5$ Fuss durch $z = 5^5\!/_6$ Stunden mit der Kraft von $k = 12{,}7$ ℔ arbeiten, so gibt die Substituzion in die Formel (VIII) den Effekt in 1 Minute $\frac{1248432{,}7\,({}^1\!/_3 - {}^1\!/_2 . {}^1\!/_2 . {}^2\!/_3)}{211{,}5\,({}^1\!/_3 - {}^1\!/_4 . {}^2\!/_3) + 4{,}75 . 10} = 2514{,}5$ ℔ $= 44{,}58$ Kubikfuss oder um 53 Prozent mehr, als die von der Maschine nach der Beobachtung gegebenen 29,17 Kubikfuss. Das Tragen einer Last gibt hiermit verglichen die Proporzion $60.3.8.30 : 2514{,}5 . 5 = 100 : 29{,}1$.

Dass die Neigung von $w = 26^\circ\, 34^{\text{Min}}$. bei den angenommenen Werthen für h und $E - d$ die vortheilhafteste sey, ersieht man, wenn wir für w grössere oder kleinere Werthe annehmen. Ist nämlich $w = 26^\circ$, so ist $\text{Tang}\, w = 0{,}4877326 = \frac{H}{G}$, also $G = \frac{H}{\text{Tang}\, w} = \frac{5}{\text{Tang}\, w}$, demnach der Effekt in 1 Minute

$$\frac{1248432{,}7\left(\frac{1}{3} - \frac{0{,}4877326}{2} \cdot \frac{2}{3}\right)}{211{,}5\left(\frac{1}{3} - \frac{0{,}4877326}{2} \cdot \frac{2}{3}\right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{2 . 4{,}75 . 5}{0{,}4877326}} = 2513{,}6 \text{ ℔}.$$

Wird aber $w = 27^\circ$ angenommen, so ist $\text{Tang}\, w = 0{,}5095254$ und $G = \frac{5}{\text{Tang}\, w}$, also der Effekt in einem Tage $= 2513{,}9$ ℔, demnach in beiden Fällen etwas geringer.

Der vortheilhafteste Effekt bei unserem Schaufelwerke würde aber dann eintreten, wenn dasselbe nicht bloss unter $26^\circ\, 34^{\text{Min.}}$ geneigt wäre, sondern wenn auch die hierbei angestellten Arbeiter mit ihrer mittlern Kraft wirken; der

Effekt in einer Minute beträgt nämlich dann $2514{,}5 \cdot \frac{3 \cdot 30}{5 \cdot 12{,}7} = 3564$ Pfund $=$ 63,2 Kubikfuss; er ist daher um 117 Prozent grösser, als der von *Manger* beobachtete von 29,17 Kubikfuss. Das obige Verhältniss ist aber $60 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 30 : 3564 \cdot 5 = 100 : 41{,}3$; es geht daher im besten Falle bei einem Schaufelwerke noch immer mehr als die Hälfte der Arbeitskräfte verloren.

Diese Rechnungen zeigen hinlänglich, wie nothwendig es sey, eine solche Maschine nicht willkührlich anzulegen, sondern sie den jedesmaligen Umständen erst gehörig anzupassen; eben so sehen wir hieraus, welcher bedeutende Verlust entsteht, wenn die Arbeitskräfte nicht gehörig verwendet werden. Die bedeutenden Widerstände, welche aber bei dieser Maschine wegen ihrer Reibung eintreten, machen ihre Verwendung bei Wasserschöpfungen nicht räthlich, indem man sich hierzu weit vortheilhafterer Maschinen, wie wir sehen werden, bedienen kann.

V. Kapitel.

Ausschöpfen des Wassers mittelst Paternosterwerken.

§. 126.

Beträgt die Tiefe, aus welcher das Wasser geschöpft werden soll, 10 bis 20 Fuss, so kann man sich des Paternosterwerkes, welches auch Scheibenkunst (*Chapelet vertical*) genannt wird, bedienen. Dasselbe wird vorzüglich in Frankreich, dann auch in Holland, weniger aber in Deutschland angewendet. *Savary* erzählt in seinem Werke: „Zustand des alten und neuen Egyptens in Ansehung seiner Bewohner, des Handels, des Ackerbaues, der politischen Verfassung etc. Aus dem Französischen, Wien 1799 bei *A. Pichler*," dass auch in Egypten an mehreren Orten Paternosterwerke zum Emporheben des Wassers aus dem *Nil* und den Kanälen behufs der Bewässerung der Grundstücke verwendet werden; diese Paternosterwerke betreibt man dort mit Ochsen.

Fig. 6. bis 9. Tab. 84. Die Konstrukzion dieser Maschine ist aus Fig. 6 bis 9, Tab. 84 ersichtlich. Sie besteht aus einer 10 bis 12 Zoll starken, auf 5 bis 6 Zoll Weite gut ausgebohrten Röhre A B von Kiefernholz, oder auch aus einem so weit ausgebohrten vierkantigen Stücke Holz A B, welches das Stand- oder Steigrohr (*Tuyau montant*) genannt wird. Das untere Ende desselben ist bei G etwa 1,5 Fuss weit aufgeschnitten, und wird in einen hölzernen Kasten CB eingesetzt, welcher in den Sumpf gestellt, dem zu hebenden Wasser den Zutritt zu dem Standrohre gestattet. Bewegen sich nun die an der Kette ohne Ende angebrachten Scheiben oder Kolben in dem Standrohre aufwärts, so wird das Wasser von denselben gefasst, in dem senkrechten Rohre aufgezogen, und fliesst dann durch das Abflussrohr D oben auf der entgegengesetzten Seite ab. Eine jede solche Scheibe oder Kolben besteht, wie die Ansicht Fig. 8 und der Durchschnitt Fig. 9 zeigt, aus einem hölzernen konischen Klotze oder Schafte a, welcher zur Vermeidung des Zerspringens an seinem untern und obern Ende, nämlich bei b und m mit eisernen gut angetriebenen Ringen versehen wird. Auf diesen Klotz wird die Scheibe c d von ⅓ Zoll dickem, guten Leder, das vorher mit einer Mischung von Talg, Oehl und Theer getränkt wurde, hierauf aber die eiserne Platte e f, welche beide, so wie der hölzerne Schaft mit einer gleichen viereckigen Oeffnung versehen sind, aufgelegt. Durch diese Oeffnung wird nämlich der eiserne Bolzen k l von der, aus der Figur ersichtlichen Form, durchgesteckt, und beiderseits mit den Kettengliedern verbunden, sodann aber mittelst des eisernen Splintes h i, welcher in die Oeffnung g eingetrieben wird, eine feste Verbindung zwischen dem Schafte a, der ledernen Scheibe c d und der eisernen Platte e f bewirkt.

Fig. 6. bis 9. Tab. 84.

Die ledernen Scheiben (*Rondelets de cuir*) müssen etwas kleiner seyn, als die innere Weite des Standrohres, weil sonst eine zu bedeutende Reibung bei der Bewegung der Maschine und zu viele Reparaturen derselben veranlasst würden. Die Entfernung einer Scheibe von der andern beträgt gewöhnlich den 6 bis 8fachen Durchmesser des Standrohres; wenn also dessen Bohröffnung 5 Zoll ist, so wird eine Scheibe von der andern auf 30 bis 40 Zoll Entfernung gestellt. Die Bewegung der Scheiben muss immer so erfolgen, dass die eiserne Platte ef im Rohre nach oben, der hölzerne Schaft a aber nach unten zu stehen komme.

Am obern Ende des Standrohres werden in schiefer Richtung 2 Bohlen E,E angeschraubt, und an denselben eine Gabelwalze F (*Roue a hèrisson*) angebracht; dieselbe liegt in eisernen Pfannen, und wird mittelst Bändern in *Charnieren* in ihrer Lage festgehalten. An dieser Gabelwalze sind jederseits Kurbeln vorhanden, woran die Arbeiter, die auf einem eigenen Gerüste stehen, wirken. Durch die Umdrehung der Kurbeln werden die Kettenglieder mittelst der Gabeln ergriffen, die Scheiben in dem Standrohre aufwärts gezogen, hierdurch das Wasser geschöpft, und so bis zum Abflussrohre D gehoben. Es leuchtet ein, dass die eiserne Achse der Gabelwalze so gestellt werden muss, damit die Kette innerhalb und ober dem Standrohre genau einerlei Richtung erhalte, ferner müssen die Gabeln so eingerichtet werden, dass die Scheiben stets zwischen dieselben zu liegen kommen. Damit aber die Kette mit den Kolben an ihrem untern Ende leichter in das Standrohr eintrete, wird daselbst eine zweite Gabelwalze G, oder eine geriefte, eiserne Walze, die in der Mitte schwächer als an beiden Enden ist, an den Bohlen C,B befestigt.

Diese Maschine hatte in ihrem ursprünglichen Zustande ausgestopfte Bälle, den Gliedern eines Rosenkranzes ähnlich, woher auch der Nahme Paternosterwerk rührt; da sich diese Bälle jedoch zu bald abnützen, so wurden statt derselben lederne Scheiben angewendet und die Maschine Scheibenkunst, auch Püschelwerk genannt, doch wird sie häufig auch noch mit dem ursprünglichen Nahmen Paternosterwerk bezeichnet.

Der kleine Raum, welchen eine solche Maschine einnimmt, gibt ihr einen bedeutenden Vorzug vor dem Schaufelwerke, die Wasserschöpfung geht mit derselben so wie bei dem Schaufelwerke ununterbrochen fort, allein sie verursacht eine sehr bedeutende Reibung, wenn die Scheiben genau passen, und ist diess nicht der Fall, so geht wieder viel Wasser, vorzüglich bei einer grösseren Hubshöhe verloren.

§. 127.

Es sey die Höhe, auf welche das Wasser mittelst eines Paternosterwerkes gehoben werden soll, oder die Differenz der zwei Wasserspiegel $= H$, die Querschnittsfläche des Steigrohres $= f$ und die Entfernung zweier Kolben von einander $= E$, der kubische Inhalt eines Kolbens sammt dem zugehörigen Kettenstücke aber $= k'$. Nehmen wir an, dass die Kolben in dem Steigrohre genau anschliessen, so wird auch ihre Querschnittsfläche $= f$, folglich die zwischen zwei Kolben vorhandene Wassermenge $= f.E - k'$ und das Gewicht derselben $= 56{,}4\,(f.E - k')$ seyn. Ist die Anzahl der Kolben, welche sich in dem Steigrohre befinden $= n$, demnach $n.E = H$, so haben wir das Gewicht der Wassermenge, welche sich in dem ganzen Steigrohre befindet, und von der Kraft gehoben werden muss $=56{,}4\,(f.E-k')\,\frac{H}{E}$.

Nebstbei hat die Kraft vorzüglich noch die Reibung, welche bei der Bewegung der Kolben an den Wänden der Röhre entsteht, zu überwältigen. Soll der Kolben die Wassersäule von E Höhe so genau abschliessen, dass kein Wasser durchgeht, so muss seine Liederung eine dieser Höhe proporzionale Spannung erhalten; die Reibung der Kolben wird also jederzeit im Verhältnisse der Höhe E zunehmen. Die Reibung hängt aber ausserdem von dem Umfange des Kolbens oder der Anzahl der reibenden Punkte ab, sie ist also dem Durchmesser des Kolbens proporzional. Da es aber für die folgenden Rechnungen bequemer seyn wird, die Reibung durch das Gewicht einer Wassersäule auszudrücken, welche die Fläche des Kolbens zur Basis hat, so kann man dieselbe auch $=\frac{\mu.56{,}4\,f.E}{d}$ setzen, indem die Division von f durch d wieder den Durchmesser gibt, welchem die Reibung proporzional ist. Versuche, welche man über die Bestimmung des Koeffizienten μ angestellt hat, gaben als mittleres Resultat, wie wir bei den Pumpen näher sehen werden, dass bei schlechten hölzernen Stiefeln, wie es hier der Fall ist $\mu={}^1/_5$ anzunehmen sey. Die Reibung, welche ein jeder Kolben in dem Steigrohre verursacht, wird daher $=\frac{56{,}4\,f.E}{5\,d}$ seyn; hierbei muss man aber den Zähler immer mit 1 Fuss multiplizirt annehmen, wenn alle Dimensionen in Fussen substituirt sind weil sonst die Grösse $\frac{f.E}{d}$ keinen kubischen Inhalt geben würde.

Der Widerstand der Kolbenreibung äussert sich aber so oft, als Kolben zu gleicher Zeit in der Steigröhre vorhanden sind; die Anzahl dieser Kolben wollen wir der leichtern Rechnung wegen $=\frac{H}{E}$ setzen, obgleich hier die ganze Länge des Steigrohres, demnach nebst H auch das Stück derselben, welches sich unten im Wasser befindet, in Rechnung zu nehmen wäre. Die Reibung aller Kolben verursacht sonach den Widerstand $\frac{56{,}4\,f.E}{5\,d}\cdot\frac{H}{E}$ und die ganze zu seiner Ueberwältigung erforderliche Kraft wird $=56{,}4\,f\left(H+\frac{H}{5\,d}-\frac{H.k'}{f.E}\right)$ seyn (I).

Die Kraft hat aber auch noch die Reibung an der Achse der Gabelwalze zu überwältigen; auf diese Achse drückt nämlich das Gewicht des zwischen den Kolben eingeschlossenen Wassers, ferner das Gewicht, welches der Grösse der Kolbenreibung gleich kommt, endlich das Gewicht aller Kolben sammt der Kette ohne Ende und der Gabelwalze. Bezeichnen wir das letztere mit G und den Reibungskoeffizienten mit m, so beträgt die Reibung am Zapfen der Gabelwalze $m\left\{56{,}4\,f\left(H+\frac{H}{5\,d}-\frac{H.k'}{f.E}\right)+G\right\}$ (II).

Dieser Widerstand legt während einer Umdrehung der Gabelwalze den Raum $\frac{22}{7}\cdot 2\,a$ zurück, wenn a den Halbmesser des Zapfens bezeichnet; die Last (I) legt den Raum 6e zurück, wenn e die Entfernung einer Gabel von der andern im Angriffspunkte der Kette ist, und 6 Gabeln an der Walze angebracht sind. Betreiben N Arbeiter die Kurbel, deren Halbmesser A ist, so werden selbe bei einer Umdrehung den Raum $^{22}/_{7} . 2A$ zurücklegen. Die Gleichheit der Bewegungsmomente zwischen Kraft und Last gibt uns sonach die Gleichung

$$N . k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7} . 2A = 56{,}4\, f\left(H+\frac{H}{5d}-\frac{H . k'}{f . E}\right)6e$$
$$+\left\{56{,}4\, f\left(H+\frac{H}{5d}-\frac{H . k'}{f . E}\right)+G\right\} m . \frac{22}{7} . 2a. \text{ (III)}.$$

Zur Auffindung des Effektes, oder der Wassermenge, welche in z Arbeitsstunden auf die Höhe H gehoben wird, haben wir die Proporzion: Der Umfang 6e der Gabelwalze wird in der Zeit $\frac{22}{7} . \frac{2A}{v}$ einer Kurbelumdrehung zurückgelegt; man erhält daher die Zeit, in welcher der Raum E beschrieben, oder der kubische Inhalt des Wassers zwischen 2 Kolben entleert wird, aus der Proporzion $6e : \frac{22}{7} . \frac{2A}{v} = E : \frac{22}{7} . \frac{2A}{v} . \frac{E}{6e}$.

In dieser Zeit wird $f . E - k'$ ausgeschüttet, wie viel beträgt die gehobene Wassermenge oder der Effekt dieser Maschine in der Zeit 3600 z, oder

$\frac{22}{7} . \frac{2A}{v} . \frac{E}{6e} : f . E - k' = 3600z :$ Effekt, woraus der Effekt $= \dfrac{3600z . v . \frac{6e}{E}\left(f . E - k'\right)}{^{22}/_{7} . 2A}$.

Substituiren wir aus (III) den Werth für $^{22}/_{7} . 2A$, so erhalten wir den Effekt in Kubikfussen

$$= \frac{3600z . v . 6e . f\left(1-\frac{k'}{f . E}\right) N . k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)}{56{,}4\, f . H\left(1+\frac{1}{5d}-\frac{k'}{f . E}\right)6e+\left\{56{,}4\, f . H\left(1+\frac{1}{5d}-\frac{k'}{f . E}\right)+G\right\}m . \frac{22}{7} . 2a}.$$

Dieser Effekt wird in Hinsicht der Verwendung der menschlichen Kraft am grössten, wenn $v = c$ und $z = t$, oder wenn sich die Arbeiter mit ihrer mittlern Kraft anstrengen. Werden diese Werthe substituirt, und Zähler und Nenner mit $6e . f\left(1-\frac{k'}{f . E}\right)$ dividirt, so erhält man nach Vornahme der nöthigen Redukzionen den Effekt

$$= \frac{3600\, t . c . N . k}{56{,}4\, H\left\{1+\dfrac{1}{5d\left(1-\frac{k'}{f . E}\right)}\right\}\left\{1+\frac{22}{7} . \frac{2a . m}{6e}\right\}+\dfrac{G}{f\left(1-\frac{k'}{f . E}\right)} . \frac{22}{7} . \frac{2a . m}{6e}} \text{ (IV)}.$$

Wären bei dieser Maschine keine Widerstände vorhanden, und könnte man den kubischen Inhalt k' des Kolbens als zu unbedeutend gegen $f . E$ vernachlässigen, so gäbe diess den Effekt in Kubikfussen $= \frac{3600\, t . c . N . k}{56{,}4\, H}$, wie wir ihn bei dem Schaufelwerke und andern Maschinen ohne Rücksicht auf Widerstände gefunden haben. Die obige Gleichung zeigt uns übrigens, dass der Effekt desto grösser wird, je kleiner die Hubshöhe H, je grösser der Durchmesser d der Steigröhre, dann je kleiner das Verhältniss des Kubikinhaltes k' eines Kolbens gegen das zwischen zwei Kolben eingeschlossene Wasser $f . E$ ist. Der Effekt wird endlich grösser, wenn der Durchmesser $2a$ der Gabelwalze, das Gewicht G der Maschine und der Reibungskoeffizient m klein ist.

In der Ausübung ist entweder die Hubshöhe nebst der Anzahl der Arbeiter gegeben, und man hat den Effekt der Maschine zu berechnen, oder es ist die Hubshöhe nebst dem Effekte gegeben, und es ist die nöthige Kraft zu finden. In beiden Fällen lässt sich dann noch eine Dimension der Maschine bestimmen.

§. 128.

Beispiel. Zur bessern Uebersicht der vorgetragenen Rechnung wollen wir dieselbe durch einen praktischen Fall erläutern. Es sey nämlich Wasser auf die Höhe $H = 12$ Fuss mittelst eines Paternosterwerkes durch $N = 4$ Menschen zu heben; die Menschen seyen von mittlerer Kraft oder $k = 25$ Pfund, $c = 2{,}5$ Fuss und $t = 8$ Stunden. Es fragt sich, die Dimensionen der Maschine anzugeben und die Wassermenge zu berechnen, welche die 4 Arbeiter in einem Tage auf die gegebene Höhe zu fördern vermögen.

Da wir eine Gleichung (III) zwischen Kraft und Last, und eine zweite (IV) für den Effekt haben, so lässt sich aus der ersten eine Dimension der Maschine, und aus der zweiten die gehobene Wassermenge berechnen. Weil es vorzüglich auf den Durchmesser d des Steigrohres ankommt, so wollen wir diesen suchen, und zu diesem Behufe das Verhältniss $k' : f.E = 1 : 10$ annehmen; die Entfernung einer Gabel von der andern im Angriffspunkte sey $e = \frac{1}{2}$ Fuss, der Halbmesser der Kurbel $A = 1$ Fuss; der Durchmesser des Zapfens der Gabelwalze $2a = 1{,}5$ Zoll, dann der Reibungskoeffizient $m = \frac{1}{6}$, endlich das Gewicht der Maschine, soweit selbe auf die Zapfen der Gabelwalze drückt $G = 300$ Pfund. Werden diese Werthe in die Gleichung (III) worin $v = c$ und $z = t$ angenommen ist, substituirt und $f = \frac{11}{14}\,d^2$ gesetzt, so ist $4.25 \cdot \frac{22}{7} \cdot 2$

$$= 56{,}4 \cdot \frac{11}{14} d^2 \left(12 + \frac{12}{5d} - \frac{12}{10}\right) \frac{6}{2} + \left\{56{,}4 \cdot \frac{11}{14} d^2 \left(12 + \frac{12}{5d} - \frac{12}{10}\right) + 300\right\} \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12}.$$

Hieraus erhält man ohne Vernachlässigung eines Werthes die Gleichung

$d^2 + \frac{d}{4{,}5} = \frac{7.310}{56{,}4.103.0{,}9} = 0{,}4151$, woraus $d = 0{,}54$ Fuss oder 6,5 Zoll folgt. Das Steigrohr muss also eine Bohröffnung von 6,5 Zoll erhalten.

Der Effekt, welcher mit der, auf solche Art angegebenen Maschine, in einem Tage zu Stande gebracht wird, ist

$$= \frac{3600.8.2{,}5.4.25}{56{,}4.12\left\{1 + \frac{1}{5.0{,}54\,(1 - \frac{1}{10})}\right\}\left\{1 + \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12} \cdot \frac{1}{6.3}\right\} + \frac{300}{\frac{11}{14}.0{,}54^2.(1 - \frac{1}{10})} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12} \cdot \frac{1}{6.3}}$$

Ohne Vernachlässigung eines Werthes erhalten wir diesen Ausdruck

$$= \frac{3600.8.2{,}5.4.25}{56{,}4.12\left(1 + \frac{1}{2{,}43}\right)\left(1 + \frac{11}{504}\right) + \frac{1000}{108.0{,}54^2}} = \frac{3600.8.2{,}5.4.25}{56{,}4\,(12 + 4{,}94 + 0{,}26 + 0{,}11) + 31{,}75}.$$

Wären bei der Maschine keine Widerstände vorhanden, so käme im Nenner bloss das Produkt $56{,}4.12$ vor; durch die Widerstände wird aber die Steig- oder Hubshöhe (12 Fuss) des Wassers vermehrt. Die Reibung der Kolben macht hievon den bedeutendsten Widerstand aus, indem selbe die Hubshöhe von 12 Fuss um $4{,}94$ Fuss vergrössert. Die Reibung in den Zapfenlagern der Gabelwalze vermehrt die Hubshöhe um $0{,}26$ und noch um $0{,}11$ Fuss, und wenn wir auch die mit $31{,}75$ in der Formel erscheinende Grösse mit $56{,}4$ dividiren, so gibt diess eine weitere Vermehrung der Hubshöhe von $0{,}56$ Fuss und der Effekt ist $= \frac{3600 \,.\, 8 \,.\, 2{,}5 \,.\, 4 \,.\, 25}{56{,}4\,(12 + 5{,}87)}$; es wird daher die Hubshöhe wegen sämmtlicher Widerstände beinahe um die Hälfte vermehrt. Wir sehen nun auch die Ursache, warum wir die Grösse der Reibung durch die Querschnittsfläche des Kolbens ausgedrückt haben; wir erhalten nämlich hierdurch eine deutlichere Uebersicht, wie viel dieser Widerstand im Verhältniss der Steighöhe beträgt.

Die Ausrechnung der letzten Grösse gibt den Effekt, welchen 4 Arbeiter in einem Tage oder während 8 Stunden ununterbrochener Arbeit zu Stande bringen = 7144 Kubikfuss.

Der Effekt, welchen dieselben Arbeiter bei dem Tragen einer Last zu Stande bringen, verhält sich zu dem berechneten Effekte bei dem Paternosterwerke wie

$3600 \,.\, 8 \,.\, 2{,}5 \,.\, 4 \,.\, 25 : \frac{3600 \,.\, 8 \,.\, 2{,}5 \,.\, 4 \,.\, 25}{56{,}4\,(12 + 5{,}87)} \,.\, 12 \,.\, 56{,}4 = 17{,}87 : 12 = 100 : 67{,}2$; es geht daher der dritte Theil der Kraftäusserung durch die vorhandenen Widerstände verloren.

Herr *Eytelwein* berechnet im zweiten Hefte der praktischen Anweisung zur Wasserbaukunst ebenfalls die Anlage eines Paternosterwerkes, womit durch 4 Mann Wasser auf 12 Fuss Höhe gefördert wird; er nimmt die Kraft eines Mannes mit 25 Pfund und seine Geschwindigkeit $= \frac{3{,}1416}{3} \cdot \frac{32}{12} = 2{,}8$ Rheinl. Fuss an; hiernach findet er, dass diese 4 Menschen $13{,}53$ Kubikfuss in einer Minute auf 12 Fuss Höhe bringen; es verhält sich also der Effekt dieser Arbeiter bei dem Tragen einer Last zu jenem bei dem Paternosterwerke, da ein Rheinländer Kubikfuss Wasser 66 Berliner ℔ wiegt, wie

$60 \,.\, 2{,}8 \,.\, 4 \,.\, 25 : 13{,}53 \,.\, 12 \,.\, 66 = 100 : 63{,}8$. Dieser Effekt ist etwas kleiner als der von uns berechnete, allein es ist hiebei das Steigrohr mit 15 Fuss Länge oder 3 Fuss tief im Wasser stehend angenommen und hiefür die Reibung berechnet worden, wogegen wir dieses Rohr nur mit $H = 12$ Fuss in Rechnung genommen haben.

Um diesen Effekt mit der Seite 178 angeführten Beobachtung von *Manger* bei einem Schaufelwerke zu vergleichen, müssen wir wie dort die Arbeitszeit mit $5\frac{5}{6}$ Stunden, die Geschwindigkeit der Arbeiter mit 5 Fuss und ihre Kraft mit $12{,}7$ ℔ annehmen. Wir erhalten für diese unvortheilhafte Kraftäusserung den Effekt $= \frac{3600 \,.\, 5\frac{5}{6} \,.\, 5 \,.\, 4 \,.\, 12{,}7}{56{,}4\,(12 + 5{,}87)} = 5292{,}4$ Kubikfuss, also viel geringer. Hierdurch ergibt sich nämlich das Verhältniss

$3600 \,.\, 8 \,.\, 3 \,.\, 4 \,.\, 30 : 5292{,}4 \,.\, 56{,}4 \,.\, 12 = 100 : 34{,}5$, welches zwar weit geringer als das früher gefundene, aber doch weit vortheilhafter als jenes bei dem Schaufelwerke von 100 : 19 ist.

§. 129.

Bei den bisherigen Berechnungen haben wir angenommen, dass die Kolben in der Steigröhre genau anschliessen, demnach eine Reibung verursachen, welche nach Massgabe der hierüber angestellten Versuche und der Rechnungsresultate die Widerstände der

Maschine bedeutend vermehrt und auf solche Art ihren Effekt vermindert. Zur Beseitigung dieser Reibung kann man den Durchmesser der Kolben etwas kleiner als die Bohröffnung der Steigröhre machen. Die Kolben werden sich nun zwar nicht mehr an den Wänden des Steigrohres reiben, allein ein Theil des Wassers wird auf gleiche Art, wie wir es schon bei dem Schaufelwerke bemerkt haben, zwischen den obersten zwei Kolben zurückfliessen, demnach die ausgeschüttete Wassermenge oder den Effekt um eben so viel vermindern. Wir wollen daher noch diesen zweiten Fall in Rechnung nehmen.

Es sey wieder wie §. 127 die Hubshöhe des Wassers $= H$, die Querschnittsfläche des Steigrohres $= f$ und sein Durchmesser $= d$, die Entfernung zweier Kolben von einander $= E$, der Kubikinhalt eines Kolbens $= k'$, der Halbmesser der Gabelwalze im Angriffspunkte der Kette ohne Ende $= e$ und die Anzahl der Gabeln $= 6$. Demnach ist der Kubikinhalt des, von zwei Kolben abgeschlossenen Wassers $= f.E - k'$ und die Wassermenge während der Zeit t' einer Umdrehung

$= \frac{6e}{E}(f.E - k') - \frac{22}{7}\, d.t'.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}$. Hierbei ist nämlich die Breite des Spielraumes am Umfange der Kolben mit β und der Zusammenziehungskoeffizient des zurückfliessenden Wassers mit μ bezeichnet; die veränderliche Druckhöhe desselben aber im Mittel mit $^1/_2\,E$ angenommen worden, da selbe bei dem untersten Stande des Kolbens $= E$, bei dem obersten aber $= 0$ ist. Die gehobene Wassermenge in einer Sekunde beträgt daher $\frac{6e}{E.t'}(f.E - k') - \frac{22}{7}\, d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}$.

Da die menschliche Kraft während einer Umdrehung der Kurbel den Raum $^{22}/_7 . 2\,A$, die Last aber den Raum $6\,e$ zurücklegt, so muss die Kraft am Angriffspunkte der Kette $= N.k\left(2 - \frac{v}{c'}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)\frac{22}{7} . \frac{2A}{6e}$ seyn. Diese Kraft hat

$1^{\text{tens.}}$ Das Gewicht des in der ganzen Steigröhre befindlichen Wassers $56{,}4\,\frac{H}{E}(f.E - k')$ zu überwinden,

$2^{\text{tens.}}$ Die Reibung an den Zapfen der Gabelwalze zu überwältigen. Bezeichnet G den Druck auf das Zapfenlager, welcher vom Gewichte der Maschine herrührt, und m den Reibungskoeffizienten, so ist die Reibung $= \left(G + 56{,}4\,\frac{H}{E}(f.E - k')\right)m$. Dieses Gewicht an den Umfang der Gabeln, deren Halbmesser e ist, reduzirt, gibt

$$\left(G + 56{,}4\,\frac{H}{E}(f.E - k')\right) m . \frac{22}{7} . \frac{2a}{6e}$$

$3^{\text{tens.}}$ Hat die Kraft die Trägheit des im Steigrohre befindlichen Wassers zu überwältigen. Da wir auf diesen Umstand bei unsern bisherigen Berechnungen keine Rücksicht genommen haben, so müssen wir denselben hier näher erläutern.

Alle Körper verharren vermöge der ihnen eigenen Kraft, *vis inertiae* oder Trägheitskraft, Trägheit genannt, in ihrem Zustande und bedürfen daher jederzeit einer besondern Kraft, um diesen Zustand zu ändern. Ist ein Körper in Ruhe, so wird er ohne Einwirkung einer äussern Kraft in derselben verbleiben; bewegt er sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit fort, so wird er wieder einer besondern Kraft bedürfen, um die gleichförmige Bewegung zu ändern. Die Maschinen, welche wir bisher behandelt haben z. B. die Frachtwagen, die Aufzugsmaschinen, die Mühlen etc. wurden sämmtlich für das statische Gleichgewicht, oder für die gleichförmige Bewegung berechnet, weil die Arbeit oder der Gebrauch derselben einen solchen Zustand erfordert. Sollen jedoch diese Maschinen aus der Ruhe in Bewegung versetzt oder ihre Trägheit überwunden werden, so bedarf diess auch einer besondern Kraft. Ein Wagen, welcher von Ort und Stelle fortgezogen werden soll, bedarf ohne Rücksicht auf das zufällige Einsinken der Räder in den Boden, einer grössern Kraft, als zur spätern Fortziehung desselben erfordert wird; eine Pferde- oder Wassermühle bedarf auf gleiche Art zu ihrer Bewegung oder zu dem sogenannten Anlassen einer grössern Kraft, als wenn selbe bereits im gleichförmigen Gange fortschreitet etc. Es ist diess eine bekannte Thatsache, indem jedermann weiss, dass alle Maschinen im Anfange ihrer Bewegung einer grössern Kraft bedürfen, oder wenn die letztere konstant ist, bei dem Anlassen langsamer fortschreiten, und erst nach einiger Zeit die ordentliche, gleichförmige Geschwindigkeit annehmen. Da jedoch diese Zeit nicht bedeutend ist, demnach die vermehrte Kraftanstrengung nur für eine kurze Periode in Anspruch genommen wird, so haben wir bei den bisherigen Berechnungen, wo durchaus eine gleichförmige Bewegung der Maschinen gefordert wurde, auf die Ueberwindung der Trägheit keine Rücksicht genommen. Auch bei den meisten hydraulischen Maschinen fällt der Einfluss der Trägheit wegen seiner Unbedeutenheit weg; bei mehreren derselben aber, wie bei Pumpen, Druckwerken, Wassersäulmaschinen erfordert jedoch die Trägheit eine bedeutende Kraft, wie wir später sehen werden.

In unserm Falle befindet sich das Wasser in dem Sumpfe, woraus es geschöpft werden soll, im Zustande der Ruhe; es muss daher aus der Ruhe in die Bewegung versetzt oder seine Trägheit überwunden werden. Das Paternosterwerk wird zwar durch die menschliche Kraft mit gleichförmiger Geschwindigkeit in Gang gesetzt, allein es muss eine fortwährend erneuerte Wassermenge geschöpft oder in Bewegung gebracht werden. Nennen wir die Geschwindigkeit, womit das Wasser in dem Steigrohre sich bewegt $= \gamma$, so ist die zur Bewirkung dieser Geschwindigkeit erforderliche Druckhöhe $= \frac{\gamma^2}{4g}$, wie §. 103 im II. Bande gezeigt wurde; weil aber das zu bewegende Wasser auf die ganze Fläche f des Kolbens wirkt, so wird die Kraft für die Bewegung desselben oder die Kraft zur Ueberwältigung der Trägheit des Wassers $= 56{,}4\, f \cdot \frac{\gamma^2}{4g}$ seyn.

Um zu sehen, wie viel diese Kraft ausmacht, wollen wir die Dimensionen des Paternosterwerkes §. 128 annehmen. Es war dort $d = 0{,}54$ Fuss, und die Geschwindigkeit im Angriffspunkte der Kette $= \frac{6e}{t'}$, wo $t' = \frac{22}{7} \cdot \frac{2A}{v}$; also $\gamma = \frac{42 e . v}{22 . 2 A} = \frac{105}{88}$ Fuss; demnach die Kraft für die Bewegung des Wassers $= 56{,}4 \cdot \frac{11}{14} \cdot \frac{0{,}54^2}{4 . 15{,}5} \left(\frac{105}{88}\right)^2 = 0{,}297$ Pfund. Diese unbedeutende Kraft zeigt, das man die Trägheit auch bei dieser Maschine, wie wir es schon bei dem Schaufelwerke gethan haben, vernachlässigen kann. Der genauern Rech-

nung wegen wollen wir selbe inzwischen berücksichtigen. Sonach erhalten wir die Gleichung zwischen Kraft und Last: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot\frac{2A}{6e}=56{,}4\cdot\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)$ $+\left\{G+56{,}4\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)\right\}m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+56{,}4\,f.\frac{\gamma^2}{4g}$. Die Geschwindigkeit γ lässt sich hier aus folgender Proporzion ausdrücken: In t' Sekunden wird der kubische Inhalt $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ gehoben, in einer Sekunde aber $f.\gamma$ ausgeschüttet, oder: $t':\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)=1:f.\gamma$ und $\gamma=\frac{6e}{E}\left(\frac{f.E-k'}{f.t'}\right)$. Substituirt man diesen Werth und multiplizirt mit $6e$, so folgt: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot 2A$

$$=56{,}4\,H.\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)\left\{1+m.\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}+m\cdot\frac{22}{7}\cdot 2a.G.$$

In diesem Ausdrucke erscheint $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ oder die Wassermenge bei einer Umdrehung ohne Rücksicht des durch den Spielraum zurückfliessenden Wassers. Wird dieselbe durch t' dividirt, so erhält man die Wassermenge in einer Sekunde oder $\frac{6e}{t'.E}\left(f.E-k'\right)$. Wird dieser Werth aus der Gleichung zwischen Kraft und Last ausgedrückt, und das durch den Spielraum β zurückfliessende Wasser $\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}$ abgezogen, so ergibt sich die wirklich zum Ausgusse kommende Wassermenge oder der Effekt in einer Sekunde

$$=\frac{N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)v-m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a.G}{t'}}{56{,}4\,H\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}}-\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}.$$

In Hinsicht auf die Verwendung der angestellten Arbeiter muss hier abermals $v=c$ seyn, dann auch $z=t$, weil hier dieselbe Bestimmung eintritt, als wenn das erste Glied im Zähler mit $3600\,z$ für die Arbeit eines ganzen Tages multiplizirt wäre. Die gehobene Wassermenge wird aber um so grösser, je kleiner der Reibungskoeffizient m, der Halbmesser a des Zapfens und das Gewicht G der Maschine ist; ferner je grösser t' ist, oder je langsamer die Bewegung vor sich geht. Die Bestimmung dieser Grössen hat jedoch in der Ausübung eine bestimmte Gränze.

§. 130.

Um den Einfluss des Spielraumes β besser beurtheilen zu können, wollen wir bei einem Paternosterwerke dieselben Dimensionen wie §. 128 annehmen. Es sey nämlich die Hubshöhe $H=12$ Fuss, die Anzahl der Arbeiter $N=4$ und $k=25$ ℔, $c=2{,}5$ Fuss; das Gewicht der Maschine $G=300$ ℔, der Durchmesser des Zapfens der Gabelwalze $=1{,}5$ Zoll und der Kurbel $2A=2$ Fuss, der Reibungskoeffizient $m=\frac{1}{6}$, der Halbmesser der Gabelwalze im Angriffspunkte der Kette $e=\frac{1}{2}$ Fuss, dann das Verhältniss $k':f.E=1:10$;

endlich die Entfernung zweier Kolben $E = 4\,e = 2$ Fuss. Den Durchmesser der Steigröhre fanden wir $d = 0{,}54$ Fuss; der Zusammenziehungskoeffizient ist nach §. 115, II. Band, $\mu = 0{,}619$. Substituiren wir alle diese Werthe, und nehmen die Wassermenge in einer Sekunde nach Seite $187 = \frac{7144}{8.3600} = 0{,}248$ Kubikfuss an, so ist

$$0{,}248 = \frac{4 \cdot 25 \cdot 2{,}5 - \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12} \cdot \frac{7 \cdot 2{,}5}{22 \cdot 2} \cdot 300}{56{,}4 \cdot 12 \left\{ 1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12 \cdot 3} + \left(\frac{3 \cdot 35}{88}\right)^2 \cdot \frac{1}{62 \cdot 12} \left(1 - \frac{1}{10}\right) \right\}} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$$

oder $$0{,}248 = \frac{242{,}2}{56{,}4\,(12 + 0{,}2619 + 0{,}0017)} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta . 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$$

oder $0{,}102 = \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$, woraus $\beta = 0{,}0123$ Fuss $= 0{,}15$ Zoll $= 1{,}8$ Linie folgt.

Vergleichen wir diese Rechnung mit jener §. 128 für denselben Fall, so zeigt sich, dass die Widerstände dermalen die Hubshöhe von 12 Fuss nur um 0,26 Fuss vermehren, wogegen diese Vermehrung 5,87 Fuss bei der Annahme genau passender und sich reibender Kolben betrug. Gegenwärtig wird aber durch den unbedeutenden Spielraum am Umfange des Kolbens von 1,8 Linie so viel Wasser verloren, dass der Effekt in einer Sekunde wieder derselbe bleibt. Die Kraft ist in beiden Fällen ebenfalls gleich.

Beide Berechnungen zeigen übrigens, dass bei einem Paternosterwerk immer ein bedeutender Verlust an Arbeitskraft eintritt, wesshalb man sich dieser Maschine selten bedient.

nung wegen wollen wir selbe inzwischen berücksichtigen. Sonach erhalten wir die Gleichung zwischen Kraft und Last: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot\frac{2A}{6e}=56{,}4\cdot\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)$ $+\left\{G+56{,}4\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)\right\}m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+56{,}4\,f.\frac{\gamma^2}{4g}$. Die Geschwindigkeit γ lässt sich hier aus folgender Proporzion ausdrücken: In t' Sekunden wird der kubische Inhalt $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ gehoben, in einer Sekunde aber $f.\gamma$ ausgeschüttet, oder: $t':\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)=1:f.\gamma$ und $\gamma=\frac{6e}{E}\left(\frac{f.E-k'}{f.t'}\right)$. Substituirt man diesen Werth und multiplizirt mit $6e$, so folgt: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot 2A$

$$=56{,}4\,H.\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}+m\cdot\frac{22}{7}\cdot 2a.G.$$

In diesem Ausdrucke erscheint $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ oder die Wassermenge bei einer Umdrehung ohne Rücksicht des durch den Spielraum zurückfliessenden Wassers. Wird dieselbe durch t' dividirt, so erhält man die Wassermenge in einer Sekunde oder $\frac{6e}{t'.E}\left(f.E-k'\right)$. Wird dieser Werth aus der Gleichung zwischen Kraft und Last ausgedrückt, und das durch den Spielraum β zurückfliessende Wasser $\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}$ abgezogen, so ergibt sich die wirklich zum Ausgusse kommende Wassermenge oder der Effekt in einer Sekunde

$$=\frac{N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)v-m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a.G}{t'}}{56{,}4\,H\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\cdot\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}}-\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}.$$

In Hinsicht auf die Verwendung der angestellten Arbeiter muss hier abermals $v=c$ seyn, dann auch $z=t$, weil hier dieselbe Bestimmung eintritt, als wenn das erste Glied im Zähler mit $3600\,z$ für die Arbeit eines ganzen Tages multiplizirt wäre. Die gehobene Wassermenge wird aber um so grösser, je kleiner der Reibungskoeffizient m, der Halbmesser a des Zapfens und das Gewicht G der Maschine ist; ferner je grösser t' ist, oder je langsamer die Bewegung vor sich geht. Die Bestimmung dieser Grössen hat jedoch in der Ausübung eine bestimmte Gränze.

§. 130.

Um den Einfluss des Spielraumes β besser beurtheilen zu können, wollen wir bei einem Paternosterwerke dieselben Dimensionen wie §. 128 annehmen. Es sey nämlich die Hubshöhe $H=12$ Fuss, die Anzahl der Arbeiter $N=4$ und $k=25$ ℔, $c=2{,}5$ Fuss; das Gewicht der Maschine $G=300$ ℔, der Durchmesser des Zapfens der Gabelwalze $=1{,}5$ Zoll und der Kurbel $2A=2$ Fuss, der Reibungskoeffizient $m={}^1/_6$, der Halbmesser der Gabelwalze im Angriffspunkte der Kette $e={}^1/_2$ Fuss, dann das Verhältniss $k':f.E=1:10$;

endlich die Entfernung zweier Kolben $E = 4e = 2$ Fuss. Den Durchmesser der Steigröhre fanden wir $d = 0{,}54$ Fuss; der Zusammenziehungskoeffizient ist nach §. 115, II. Band, $\mu = 0{,}619$. Substituiren wir alle diese Werthe, und nehmen die Wassermenge in einer Sekunde nach Seite $187 = \frac{7144}{8.3600} = 0{,}248$ Kubikfuss an, so ist

$$0{,}248 = \frac{4 \cdot 25 \cdot 2{,}5 - \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12} \cdot \frac{7 \cdot 2{,}5}{22 \cdot 2} \cdot 300}{56{,}4 \cdot 12 \left\{ 1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12 \cdot 3} + \left(\frac{3 \cdot 35}{88} \right)^2 \cdot \frac{1}{62 \cdot 12} \left(1 - \frac{1}{10} \right) \right\}} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\, \beta \cdot 0{,}619 \cdot 2 \sqrt{15{,}5}$$

$$\text{oder } 0{,}248 = \frac{242{,}2}{56{,}4\,(12 + 0{,}2619 + 0{,}0017)} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\, \beta . 0{,}619 \cdot 2 \sqrt{15{,}5}$$

oder $0{,}102 = \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\, \beta \cdot 0{,}619 \cdot 2 \sqrt{15{,}5}$, woraus $\beta = 0{,}0123$ Fuss $= 0{,}15$ Zoll $= 1{,}8$ Linie folgt.

Vergleichen wir diese Rechnung mit jener §. 128 für denselben Fall, so zeigt sich, dass die Widerstände dermalen die Hubshöhe von 12 Fuss nur um 0,26 Fuss vermehren, wogegen diese Vermehrung 5,87 Fuss bei der Annahme genau passender und sich reibender Kolben betrug. Gegenwärtig wird aber durch den unbedeutenden Spielraum am Umfange des Kolbens von 1,8 Linie so viel Wasser verloren, dass der Effekt in einer Sekunde wieder derselbe bleibt. Die Kraft ist in beiden Fällen ebenfalls gleich.

Beide Berechnungen zeigen übrigens, dass bei einem Paternosterwerk immer ein bedeutender Verlust an Arbeitskraft eintritt, wesshalb man sich dieser Maschine selten bedient.

nung wegen wollen wir selbe inzwischen berücksichtigen. Sonach erhalten wir die Gleichung zwischen Kraft und Last: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot\frac{2A}{6e}=56,_4\cdot\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)$ $+\left\{G+56,_4\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)\right\}m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+56,_4\,f\cdot\frac{\gamma^2}{4g}$. Die Geschwindigkeit γ lässt sich hier aus folgender Proporzion ausdrücken: In t' Sekunden wird der kubische Inhalt $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ gehoben, in einer Sekunde aber $f.\gamma$ ausgeschüttet, oder: $t':\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)=1:f.\gamma$ und $\gamma=\frac{6e}{E}\left(\frac{f.E-k'}{f.t'}\right)$. Substituirt man diesen Werth und multiplizirt mit $6e$, so folgt: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot 2A$

$$=56,_4\,H\cdot\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}+m\cdot\frac{22}{7}\cdot 2a.G.$$

In diesem Ausdrucke erscheint $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ oder die Wassermenge bei einer Umdrehung ohne Rücksicht des durch den Spielraum zurückfliessenden Wassers. Wird dieselbe durch t' dividirt, so erhält man die Wassermenge in einer Sekunde oder $\frac{6e}{t'.E}\left(f.E-k'\right)$. Wird dieser Werth aus der Gleichung zwischen Kraft und Last ausgedrückt, und das durch den Spielraum β zurückfliessende Wasser $\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}$ abgezogen, so ergibt sich die wirklich zum Ausgusse kommende Wassermenge oder der Effekt in einer Sekunde

$$=\frac{N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)v-m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a.G}{t'}}{56,_4\,H\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}}-\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}.$$

In Hinsicht auf die Verwendung der angestellten Arbeiter muss hier abermals $v=c$ seyn, dann auch $z=t$, weil hier dieselbe Bestimmung eintritt, als wenn das erste Glied im Zähler mit $3600z$ für die Arbeit eines ganzen Tages multiplizirt wäre. Die gehobene Wassermenge wird aber um so grösser, je kleiner der Reibungskoeffizient m, der Halbmesser a des Zapfens und das Gewicht G der Maschine ist; ferner je grösser t' ist, oder je langsamer die Bewegung vor sich geht. Die Bestimmung dieser Grössen hat jedoch in der Ausübung eine bestimmte Gränze.

§. 130.

Um den Einfluss des Spielraumes β besser beurtheilen zu können, wollen wir bei einem Paternosterwerke dieselben Dimensionen wie §. 128 annehmen. Es sey nämlich die Hubshöhe $H=12$ Fuss, die Anzahl der Arbeiter $N=4$ und $k=25$ ℔, $c=2,_5$ Fuss; das Gewicht der Maschine $G=300$ ℔, der Durchmesser des Zapfens der Gabelwalze $=1,_5$ Zoll und der Kurbel $2A=2$ Fuss, der Reibungskoeffizient $m={}^1\!/_6$, der Halbmesser der Gabelwalze im Angriffspunkte der Kette $e={}^1\!/_2$ Fuss, dann das Verhältniss $k':f.E=1:10$;

endlich die Entfernung zweier Kolben $E = 4e = 2$ Fuss. Den Durchmesser der Steigröhre fanden wir $d = 0{,}54$ Fuss; der Zusammenziehungskoeffizient ist nach §. 115, II. Band, $\mu = 0{,}619$. Substituiren wir alle diese Werthe, und nehmen die Wassermenge in einer Sekunde nach Seite $187 = \frac{7144}{8.3600} = 0{,}248$ Kubikfuss an, so ist

$$0{,}248 = \frac{4 \cdot 25 \cdot 2{,}5 - \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12} \cdot \frac{7 \cdot 2{,}5}{22 \cdot 2} \cdot 300}{56{,}4 \cdot 12 \left\{1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12 \cdot 3} + \left(\frac{3 \cdot 35}{88}\right)^2 \cdot \frac{1}{62 \cdot 12}\left(1 - \frac{1}{10}\right)\right\}} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$$

oder $0{,}248 = \frac{242{,}2}{56{,}4\,(12 + 0{,}2619 + 0{,}0017)} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta . 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$

oder $0{,}102 = \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$, woraus $\beta = 0{,}0123$ Fuss $= 0{,}15$ Zoll $= 1{,}8$ Linie folgt.

Vergleichen wir diese Rechnung mit jener §. 128 für denselben Fall, so zeigt sich, dass die Widerstände dermalen die Hubshöhe von 12 Fuss nur um 0,26 Fuss vermehren, wogegen diese Vermehrung 5,87 Fuss bei der Annahme genau passender und sich reibender Kolben betrug. Gegenwärtig wird aber durch den unbedeutenden Spielraum am Umfange des Kolbens von 1,8 Linie so viel Wasser verloren, dass der Effekt in einer Sekunde wieder derselbe bleibt. Die Kraft ist in beiden Fällen ebenfalls gleich.

Beide Berechnungen zeigen übrigens, dass bei einem Paternosterwerk immer ein bedeutender Verlust an Arbeitskraft eintritt, wesshalb man sich dieser Maschine selten bedient.

nung wegen wollen wir selbe inzwischen berücksichtigen. Sonach erhalten wir die Gleichung zwischen Kraft und Last: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot\frac{2A}{6e}=56{,}4\cdot\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)$ $+\left\{G+56{,}4\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)\right\}m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+56{,}4\,f.\frac{\gamma^2}{4g}$. Die Geschwindigkeit γ lässt sich hier aus folgender Proporzion ausdrücken: In t' Sekunden wird der kubische Inhalt $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ gehoben, in einer Sekunde aber $f.\gamma$ ausgeschüttet, oder: $t':\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)=1:f.\gamma$ und $\gamma=\frac{6e}{E}\left(\frac{f.E-k'}{f.t'}\right)$. Substituirt man diesen Werth und multiplizirt mit 6e, so folgt: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot 2A$

$$=56{,}4\,H.\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}+m\cdot\frac{22}{7}\cdot 2a.G.$$

In diesem Ausdrucke erscheint $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ oder die Wassermenge bei einer Umdrehung ohne Rücksicht des durch den Spielraum zurückfliessenden Wassers. Wird dieselbe durch t' dividirt, so erhält man die Wassermenge in einer Sekunde oder $\frac{6e}{t'.E}\left(f.E-k'\right)$. Wird dieser Werth aus der Gleichung zwischen Kraft und Last ausgedrückt, und das durch den Spielraum β zurückfliessende Wasser $\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}$ abgezogen, so ergibt sich die wirklich zum Ausgusse kommende Wassermenge oder der Effekt in einer Sekunde

$$=\frac{N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)v-m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a.G}{t'}}{56{,}4\,H\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\cdot\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}}-\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}.$$

In Hinsicht auf die Verwendung der angestellten Arbeiter muss hier abermals $v=c$ seyn, dann auch $z=t$, weil hier dieselbe Bestimmung eintritt, als wenn das erste Glied im Zähler mit 3600 z für die Arbeit eines ganzen Tages multiplizirt wäre. Die gehobene Wassermenge wird aber um so grösser, je kleiner der Reibungskoeffizient m, der Halbmesser a des Zapfens und das Gewicht G der Maschine ist; ferner je grösser t' ist, oder je langsamer die Bewegung vor sich geht. Die Bestimmung dieser Grössen hat jedoch in der Ausübung eine bestimmte Gränze.

§. 130.

Um den Einfluss des Spielraumes β besser beurtheilen zu können, wollen wir bei einem Paternosterwerke dieselben Dimensionen wie §. 128 annehmen. Es sey nämlich die Hubshöhe $H=12$ Fuss, die Anzahl der Arbeiter $N=4$ und $k=25$ ℔, $c=2{,}5$ Fuss; das Gewicht der Maschine $G=300$ ℔, der Durchmesser des Zapfens der Gabelwalze $=1{,}5$ Zoll und der Kurbel $2A=2$ Fuss, der Reibungskoeffizient $m=1/6$, der Halbmesser der Gabelwalze im Angriffspunkte der Kette $e=1/2$ Fuss, dann das Verhältniss $k':f.E=1:10$;

endlich die Entfernung zweier Kolben $E = 4e = 2$ Fuss. Den Durchmesser der Steigröhre fanden wir $d = 0{,}54$ Fuss; der Zusammenziehungskoeffizient ist nach §. 115, II. Band, $\mu = 0{,}619$. Substituiren wir alle diese Werthe, und nehmen die Wassermenge in einer Sekunde nach Seite $187 = \frac{7144}{8.3600} = 0{,}248$ Kubikfuss an, so ist

$$0{,}248 = \frac{4 \cdot 25 \cdot 2{,}5 - \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12} \cdot \frac{7 \cdot 2{,}5}{22 \cdot 2} \cdot 300}{56{,}4 \cdot 12 \left\{1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12 \cdot 3} + \left(\frac{3 \cdot 35}{88}\right)^2 \cdot \frac{1}{62 \cdot 12}\left(1 - \frac{1}{10}\right)\right\}} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\, \beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$$

oder $$0{,}248 = \frac{242{,}2}{56{,}4\,(12 + 0{,}2619 + 0{,}0017)} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\, \beta . 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$$

oder $0{,}102 = \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\, \beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$, woraus $\beta = 0{,}0123$ Fuss $= 0{,}15$ Zoll $= 1{,}8$ Linie folgt.

Vergleichen wir diese Rechnung mit jener §. 128 für denselben Fall, so zeigt sich, dass die Widerstände dermalen die Hubshöhe von 12 Fuss nur um 0,26 Fuss vermehren, wogegen diese Vermehrung 5,87 Fuss bei der Annahme genau passender und sich reibender Kolben betrug. Gegenwärtig wird aber durch den unbedeutenden Spielraum am Umfange des Kolbens von 1,8 Linie so viel Wasser verloren, dass der Effekt in einer Sekunde wieder derselbe bleibt. Die Kraft ist in beiden Fällen ebenfalls gleich.

Beide Berechnungen zeigen übrigens, dass bei einem Paternosterwerk immer ein bedeutender Verlust an Arbeitskraft eintritt, wesshalb man sich dieser Maschine selten bedient.

nung wegen wollen wir selbe inzwischen berücksichtigen. Sonach erhalten wir die Gleichung zwischen Kraft und Last: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot\frac{2A}{6e}=56{,}4\cdot\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)$ $+\left\{G+56{,}4\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)\right\}m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+56{,}4\,f.\frac{\gamma^2}{4g}$. Die Geschwindigkeit γ lässt sich hier aus folgender Proporzion ausdrücken: In t' Sekunden wird der kubische Inhalt $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ gehoben, in einer Sekunde aber $f.\gamma$ ausgeschüttet, oder: $t':\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)=1:f.\gamma$ und $\gamma=\frac{6e}{E}\left(\frac{f.E-k'}{f.t'}\right)$. Substituirt man diesen Werth und multiplizirt mit $6e$, so folgt: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot 2A$

$$=56{,}4\,H.\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}+m\cdot\frac{22}{7}\cdot 2a.G.$$

In diesem Ausdrucke erscheint $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ oder die Wassermenge bei einer Umdrehung ohne Rücksicht des durch den Spielraum zurückfliessenden Wassers. Wird dieselbe durch t' dividirt, so erhält man die Wassermenge in einer Sekunde oder $\frac{6e}{t'.E}\left(f.E-k'\right)$. Wird dieser Werth aus der Gleichung zwischen Kraft und Last ausgedrückt, und das durch den Spielraum β zurückfliessende Wasser $\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}$ abgezogen, so ergibt sich die wirklich zum Ausgusse kommende Wassermenge oder der Effekt in einer Sekunde

$$=\frac{N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)v-m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a.G}{t'}}{56{,}4\,H\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\cdot\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}}-\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}.$$

In Hinsicht auf die Verwendung der angestellten Arbeiter muss hier abermals $v=c$ seyn, dann auch $z=t$, weil hier dieselbe Bestimmung eintritt, als wenn das erste Glied im Zähler mit $3600\,z$ für die Arbeit eines ganzen Tages multiplizirt wäre. Die gehobene Wassermenge wird aber um so grösser, je kleiner der Reibungskoeffizient m, der Halbmesser a des Zapfens und das Gewicht G der Maschine ist; ferner je grösser t' ist, oder je langsamer die Bewegung vor sich geht. Die Bestimmung dieser Grössen hat jedoch in der Ausübung eine bestimmte Gränze.

§. 130.

Um den Einfluss des Spielraumes β besser beurtheilen zu können, wollen wir bei einem Paternosterwerke dieselben Dimensionen wie §. 128 annehmen. Es sey nämlich die Hubshöhe $H=12$ Fuss, die Anzahl der Arbeiter $N=4$ und $k=25$ ℔, $c=2{,}5$ Fuss; das Gewicht der Maschine $G=300$ ℔, der Durchmesser des Zapfens der Gabelwalze $=1{,}5$ Zoll und der Kurbel $2A=2$ Fuss, der Reibungskoeffizient $m=\frac{1}{6}$, der Halbmesser der Gabelwalze im Angriffspunkte der Kette $e=\frac{1}{2}$ Fuss, dann das Verhältniss $k':f.E=1:10$;

endlich die Entfernung zweier Kolben $E = 4e = 2$ Fuss. Den Durchmesser der Steigröhre fanden wir $d = 0{,}54$ Fuss; der Zusammenziehungskoeffizient ist nach §. 115, II. Band, $\mu = 0{,}619$. Substituiren wir alle diese Werthe, und nehmen die Wassermenge in einer Sekunde nach Seite $187 = \frac{7144}{8.3600} = 0{,}248$ Kubikfuss an, so ist

$$0{,}248 = \frac{4 \cdot 25 \cdot 2{,}5 - \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12} \cdot \frac{7 \cdot 2{,}5}{22 \cdot 2} \cdot 300}{56{,}4 \cdot 12 \left\{1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12 \cdot 3} + \left(\frac{3 \cdot 35}{88}\right)^2 \cdot \frac{1}{62 \cdot 12}\left(1 - \frac{1}{10}\right)\right\}} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\, \beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$$

oder $0{,}248 = \frac{242{,}2}{56{,}4\,(12 + 0{,}2619 + 0{,}0017)} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\, \beta . 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$

oder $0{,}102 = \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\, \beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$, woraus $\beta = 0{,}0123$ Fuss $= 0{,}15$ Zoll $= 1{,}8$ Linie folgt.

Vergleichen wir diese Rechnung mit jener §. 128 für denselben Fall, so zeigt sich, dass die Widerstände dermalen die Hubshöhe von 12 Fuss nur um $0{,}26$ Fuss vermehren, wogegen diese Vermehrung $5{,}87$ Fuss bei der Annahme genau passender und sich reibender Kolben betrug. Gegenwärtig wird aber durch den unbedeutenden Spielraum am Umfange des Kolbens von $1{,}8$ Linie so viel Wasser verloren, dass der Effekt in einer Sekunde wieder derselbe bleibt. Die Kraft ist in beiden Fällen ebenfalls gleich.

Beide Berechnungen zeigen übrigens, dass bei einem Paternosterwerk immer ein bedeutender Verlust an Arbeitskraft eintritt, wesshalb man sich dieser Maschine selten bedient.

nung wegen wollen wir selbe inzwischen berücksichtigen. Sonach erhalten wir die Gleichung zwischen Kraft und Last: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot\frac{2A}{6e}=56{,}4\cdot\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)$ $+\left\{G+56{,}4\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)\right\}m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+56{,}4\,f.\frac{\gamma^2}{4g}$. Die Geschwindigkeit γ lässt sich hier aus folgender Proporzion ausdrücken: In t' Sekunden wird der kubische Inhalt $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ gehoben, in einer Sekunde aber $f.\gamma$ ausgeschüttet, oder: $t':\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)=1:f.\gamma$ und $\gamma=\frac{6e}{E}\left(\frac{f.E-k'}{f.t'}\right)$. Substituirt man diesen Werth und multiplizirt mit $6e$, so folgt: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot 2A$

$$=56{,}4\,H.\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)\left\{1+m.\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}+m\cdot\frac{22}{7}\cdot 2a.G.$$

In diesem Ausdrucke erscheint $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ oder die Wassermenge bei einer Umdrehung ohne Rücksicht des durch den Spielraum zurückfliessenden Wassers. Wird dieselbe durch t' dividirt, so erhält man die Wassermenge in einer Sekunde oder $\frac{6e}{t'.E}\left(f.E-k'\right)$. Wird dieser Werth aus der Gleichung zwischen Kraft und Last ausgedrückt, und das durch den Spielraum β zurückfliessende Wasser $\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}$ abgezogen, so ergibt sich die wirklich zum Ausgusse kommende Wassermenge oder der Effekt in einer Sekunde

$$=\frac{N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)v-m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a.G}{t'}}{56{,}4\,H\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\cdot\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}}-\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}.$$

In Hinsicht auf die Verwendung der angestellten Arbeiter muss hier abermals $v=c$ seyn, dann auch $z=t$, weil hier dieselbe Bestimmung eintritt, als wenn das erste Glied im Zähler mit $3600z$ für die Arbeit eines ganzen Tages multiplizirt wäre. Die gehobene Wassermenge wird aber um so grösser, je kleiner der Reibungskoeffizient m, der Halbmesser a des Zapfens und das Gewicht G der Maschine ist; ferner je grösser t' ist, oder je langsamer die Bewegung vor sich geht. Die Bestimmung dieser Grössen hat jedoch in der Ausübung eine bestimmte Gränze.

§. 130.

Um den Einfluss des Spielraumes β besser beurtheilen zu können, wollen wir bei einem Paternosterwerke dieselben Dimensionen wie §. 128 annehmen. Es sey nämlich die Hubshöhe $H=12$ Fuss, die Anzahl der Arbeiter $N=4$ und $k=25$ ℔, $c=2{,}5$ Fuss; das Gewicht der Maschine $G=300$ ℔, der Durchmesser des Zapfens der Gabelwalze $=1{,}5$ Zoll und der Kurbel $2A=2$ Fuss, der Reibungskoeffizient $m=\frac{1}{6}$, der Halbmesser der Gabelwalze im Angriffspunkte der Kette $e=\frac{1}{2}$ Fuss, dann das Verhältniss $k':f.E=1:10$;

endlich die Entfernung zweier Kolben $E = 4e = 2$ Fuss. Den Durchmesser der Steigröhre fanden wir $d = 0{,}54$ Fuss; der Zusammenziehungskoeffizient ist nach §. 115, II. Band, $\mu = 0{,}619$. Substituiren wir alle diese Werthe, und nehmen die Wassermenge in einer Sekunde nach Seite $187 = \frac{7144}{8 \cdot 3600} = 0{,}248$ Kubikfuss an, so ist

$$0{,}248 = \frac{4 \cdot 25 \cdot 2{,}5 - \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12} \cdot \frac{7 \cdot 2{,}5}{22 \cdot 2} \cdot 300}{56{,}4 \cdot 12 \left\{1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12 \cdot 3} + \left(\frac{3 \cdot 35}{88}\right)^2 \cdot \frac{1}{62 \cdot 12}\left(1 - \frac{1}{10}\right)\right\}} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$$

oder $0{,}248 = \frac{242{,}2}{56{,}4\,(12 + 0{,}2619 + 0{,}0017)} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta . 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$

oder $0{,}102 = \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$, woraus $\beta = 0{,}0123$ Fuss $= 0{,}15$ Zoll $= 1{,}8$ Linie folgt.

Vergleichen wir diese Rechnung mit jener §. 128 für denselben Fall, so zeigt sich, dass die Widerstände dermalen die Hubshöhe von 12 Fuss nur um 0,26 Fuss vermehren, wogegen diese Vermehrung 5,87 Fuss bei der Annahme genau passender und sich reibender Kolben betrug. Gegenwärtig wird aber durch den unbedeutenden Spielraum am Umfange des Kolbens von 1,8 Linie so viel Wasser verloren, dass der Effekt in einer Sekunde wieder derselbe bleibt. Die Kraft ist in beiden Fällen ebenfalls gleich.

Beide Berechnungen zeigen übrigens, dass bei einem Paternosterwerk immer ein bedeutender Verlust an Arbeitskraft eintritt, wesshalb man sich dieser Maschine selten bedient.

---

nung wegen wollen wir selbe inzwischen berücksichtigen. Sonach erhalten wir die Gleichung zwischen Kraft und Last: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot\frac{2A}{6e}=56{,}4\cdot\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)$ $+\left\{G+56{,}4\frac{H}{E}\left(f.E-k'\right)\right\}m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+56{,}4\,f\cdot\frac{\gamma^2}{4g}$. Die Geschwindigkeit γ lässt sich hier aus folgender Proporzion ausdrücken: In t' Sekunden wird der kubische Inhalt $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ gehoben, in einer Sekunde aber $f.\gamma$ ausgeschüttet, oder: $t':\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)=1:f.\gamma$ und $\gamma=\frac{6e}{E}\left(\frac{f.E-k'}{f.t'}\right)$. Substituirt man diesen Werth und multiplizirt mit $6e$, so folgt: $N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)\frac{22}{7}\cdot 2A$

$$=56{,}4\,H.\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}+m\cdot\frac{22}{7}\cdot 2a.G.$$

In diesem Ausdrucke erscheint $\frac{6e}{E}\left(f.E-k'\right)$ oder die Wassermenge bei einer Umdrehung ohne Rücksicht des durch den Spielraum zurückfliessenden Wassers. Wird dieselbe durch t' dividirt, so erhält man die Wassermenge in einer Sekunde oder $\frac{6e}{t'.E}\left(f.E-k'\right)$. Wird dieser Werth aus der Gleichung zwischen Kraft und Last ausgedrückt, und das durch den Spielraum β zurückfliessende Wasser $\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}$ abgezogen, so ergibt sich die wirklich zum Ausgusse kommende Wassermenge oder der Effekt in einer Sekunde

$$=\frac{N.k\left(2-\frac{v}{c}\right)\left(2-\frac{z}{t}\right)v-m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a.G}{t'}}{56{,}4\,H\left\{1+m\cdot\frac{22}{7}\cdot\frac{2a}{6e}+\left(\frac{6e}{t'}\right)^2\cdot\frac{1}{4g.H}\left(1-\frac{k'}{f.E}\right)\right\}}-\frac{22}{7}d.\beta.\mu.2\sqrt{g.\frac{E}{2}}.$$

In Hinsicht auf die Verwendung der angestellten Arbeiter muss hier abermals $v=c$ seyn, dann auch $z=t$, weil hier dieselbe Bestimmung eintritt, als wenn das erste Glied im Zähler mit $3600\,z$ für die Arbeit eines ganzen Tages multiplizirt wäre. Die gehobene Wassermenge wird aber um so grösser, je kleiner der Reibungskoeffizient m, der Halbmesser a des Zapfens und das Gewicht G der Maschine ist; ferner je grösser t' ist, oder je langsamer die Bewegung vor sich geht. Die Bestimmung dieser Grössen hat jedoch in der Ausübung eine bestimmte Gränze.

§. 130.

Um den Einfluss des Spielraumes β besser beurtheilen zu können, wollen wir bei einem Paternosterwerke dieselben Dimensionen wie §. 128 annehmen. Es sey nämlich die Hubshöhe $H=12$ Fuss, die Anzahl der Arbeiter $N=4$ und $k=25$ ℔, $c=2{,}5$ Fuss; das Gewicht der Maschine $G=300$ ℔, der Durchmesser des Zapfens der Gabelwalze $=1{,}5$ Zoll und der Kurbel $2A=2$ Fuss, der Reibungskoeffizient $m={}^1/_6$, der Halbmesser der Gabelwalze im Angriffspunkte der Kette $e={}^1/_2$ Fuss, dann das Verhältniss $k':f.E=1:10$;

endlich die Entfernung zweier Kolben $E = 4e = 2$ Fuss. Den Durchmesser der Steigröhre fanden wir $d = 0{,}54$ Fuss; der Zusammenziehungskoeffizient ist nach §. 115, II. Band, $\mu = 0{,}619$. Substituiren wir alle diese Werthe, und nehmen die Wassermenge in einer Sekunde nach Seite 187 $= \frac{7144}{8.3600} = 0{,}248$ Kubikfuss an, so ist

$$0{,}248 = \frac{4 \cdot 25 \cdot 2{,}5 - \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12} \cdot \frac{7 \cdot 2{,}5}{22 \cdot 2} \cdot 300}{56{,}4 \cdot 12 \left\{1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{1{,}5}{12 \cdot 3} + \left(\frac{3 \cdot 35}{88}\right)^2 \cdot \frac{1}{62 \cdot 12}\left(1 - \frac{1}{10}\right)\right\}} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$$

oder $0{,}248 = \frac{242{,}2}{56{,}4\,(12 + 0{,}2619 + 0{,}0017)} - \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta . 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$

oder $0{,}102 = \frac{22}{7} \cdot 0{,}54\,\beta \cdot 0{,}619 \cdot 2\sqrt{15{,}5}$, woraus $\beta = 0{,}0123$ Fuss $= 0{,}15$ Zoll $= 1{,}8$ Linie folgt.

Vergleichen wir diese Rechnung mit jener §. 128 für denselben Fall, so zeigt sich, dass die Widerstände dermalen die Hubshöhe von 12 Fuss nur um 0,26 Fuss vermehren, wogegen diese Vermehrung 5,87 Fuss bei der Annahme genau passender und sich reibender Kolben betrug. Gegenwärtig wird aber durch den unbedeutenden Spielraum am Umfange des Kolbens von 1,8 Linie so viel Wasser verloren, dass der Effekt in einer Sekunde wieder derselbe bleibt. Die Kraft ist in beiden Fällen ebenfalls gleich.

Beide Berechnungen zeigen übrigens, dass bei einem Paternosterwerk immer ein bedeutender Verlust an Arbeitskraft eintritt, wesshalb man sich dieser Maschine selten bedient.

VI. Kapitel.

Schöpfräder und Kastelwerke; Bewässerung der Grundstücke.

§. 131.

Die Bewässerung der Grundstücke ist für die Kultur des Bodens von so hoher Wichtigkeit, dass man bereits vor mehreren Jahrhunderten den Gebrauch der Räder kannte, welche in Flüsse gestellt, das Wasser in ein höher liegendes Behältniss hoben, von wo aus es mittelst Rinnen, die man auf Gerüsten fortführte, den Grundstücken zugeleitet und selbe damit bewässert wurden. Solche Wasserschöpfräder (*Roues à godets*) werden an ihrer Peripherie, gewöhnlich an der Aussenseite des Radkranzes mit Kästen oder Eimern versehen, in welche das Wasser von der Oberfläche des Flusses geschöpft, und durch die Kraft des fliessenden, an die Schaufeln des unterschlächtig gebauten Rades stossenden Wassers bis zu dem Fangtroge oder Behälter gehoben wird.

Die Hubshöhe richtet sich in diesen Fällen nach der höhern oder niedrigern Lage der zu bewässernden Grundstücke; sie beträgt meistens nur 15 bis 20 Fuss, jedoch manchmal auch 40 bis 50 Fuss. Herr Professor *Büsch* gibt in seinem Versuch einer Mathematik, 2. Theil, Seite 347 die Beschreibung eines in *Bremen* gebrauchten Wasserschöpfrades, wobei das Wasser mittelst 16 Kästen auf eine Höhe von 40 Fuss gehoben wird. In Böhmen finden sich vorzüglich in den Gebirgsgegenden viele solche Schöpfräder vor, welche das Wasser aus den Bächen auf die zunächst liegenden Grundstücke mittelst hölzerner Rinnen, die auf Gerüsten fortgeführt werden, leiten, und in der That wird das Erträgniss dieser Wiesen durch ihre fortwährende Bewässerung so vermehrt, dass die ohnehin arme Gebirgsbevölkerung ohne diesem mechanischen Mittel den geringen, zu ihrer Erhaltung erforderlichen Viehstand nicht zu ernähren im Stande wäre. Diese Schöpfräder sind gewöhnlich leicht gebaut, nämlich Staber- oder Strauberräder, wie Fig. 5, Tab 85 zeigt; ihr Bau kommt jenem der Prager Mühlenräder, wovon wir im II. Bande umständlich gehandelt haben, am nächsten. Fig. 5. Tab. 85.

Allein nicht bloss in Böhmen, sondern in allen Ländern, wo die Kultur des Bodens nur einige Fortschritte gemacht hat, finden sich solche Wasserschöpfräder an den Flüssen; sie sind in vielen ökonomischen und mathematischen Schriften, wovon wir hier nur die ältern von *Leupold* und *Belidor* erwähnen wollen, beschrieben, haben jedoch in der Ausführung einen ungleichen, nicht immer entsprechenden Erfolg geleistet. Es wird demnach hier nothwendig, die Grundsätze für ihre Anlage aufzustellen.

§. 132.

Bei den kultivirten Grundstücken, welche niedrig gelegen sind, kommt manchmal noch der Fall vor, dass das Wasser vermöge ihrer Lage aus denselben nicht abfliessen kann. In Holland und den Niederlanden, wo die Grundbette der Flüsse seit Jahrtausenden versandet und erhöht wurden, so dass jetzt ganze Distrikte niedriger als die, selbe durchströmenden Flüsse oder auch die dort angelegten Kanäle liegen, musste man seit lange darauf bedacht seyn, das durch Regen sich ansammelnde oder durch den Bruch der Dämme auf die Grundstücke gelangte Wasser wieder herauszuschaffen, und in die anliegenden Flüsse und Kanäle zurückzuführen. Man gebraucht zu diesem Zwecke Wasserwurfräder, die das Wasser auf eine Höhe von 3 bis 5 Fuss heben; sie werden in jenen Ländern, wo die Strömungen der Luft wegen der Nähe des Meeres weit bedeutender sind, gewöhnlich durch Windmühlenflügel getrieben, mit welchen man sie durch ein Vorgelege verbindet. Beträgt die Hubshöhe des Wassers 6 oder mehr Fuss, so werden 2 oder mehr solche Räder angelegt, welche das Wasser einander zuführen, bis es auf den höchsten Punkt, nämlich in den Fluss gelangt.

Fig. 8. Tab. 83. Fig. 8, Tab. 83 stellt ein solches vertikales Wasserwurfrad mit dem dazu gehörigen Gerinne vor. Dasselbe ist wie ein Strauberrad gebaut, 15 bis 20 Fuss hoch, hat vier an die Welle befestigte Kreutzarme, die zugleich als Schaufeln dienen, und 20 andere Schaufelbreter, welche etwas schief gegen den Mittelpunkt gestellt und an den Schwertbändern a b befestigt sind, damit das Wasser von ihnen leichter abfliessen könne. Der Spielraum im Gerinne beträgt zu jeder Seite der Schaufel 1 bis 1½ Zoll; die Breite der Schaufeln 1½ bis 2 Fuss. Das Fluther ist bei A etwas weiter als bei B, damit das Wasser leichter zufliessen könne, von B bis E geht ein hölzerner Kropf und die Oberfläche E des Schwellers liegt beiläufig 1 Fuss höher als das Vorfluther E D. In den Griessäulen E F ist gewöhnlich noch eine Wachtthüre angebracht, die sich bei der Bewegung des Rades nach aussen öffnet, bei seinem Stillstande aber wieder schliesst, und auf diese Art das Zurückfliessen des gehobenen Wassers verhindert.

Es gibt auch noch geneigte Wasserwurfräder, deren Radwelle mit dem Horizonte einen Winkel von beiläufig 60 Grad bildet; die Schaufeln sind dann auf ähnliche Art wie die Kämme bei einem Kammrade gestellt, doch sind diese Räder weniger im Gebrauche.

§. 133.

Fig. 9. Die Berechnung eines jeden Schöpfrades kann auf nachstehende Art vorgenommen werden. Es sey Fig. 9, Tab. 83 die geometrische Darstellung eines Schöpfrades und A B C D der Durchschnitt des Kastens, welcher aus dem Wasser heraustritt, oder wobei die Kante D mit dem Wasserspiegel zusammenfällt. Der Inhalt des Wassers in diesem Kasten ist $= (ABCD - AED)\,d = a\,.\,b\,.\,d - \frac{AD\,.\,AE\,.\,d}{2}$, wo A D = a die Breite, D C = b die Höhe und d die Tiefe des Kastens, alles im Lichten gemessen, bezeichnet. Da sich der Kasten A B C D, wie er aus dem Wasser tritt, in eine immer steilere Lage stellt, folglich das einmal geschöpfte Wasser immer beibehält, so wird auch der obere Kasten a b c d, dessen Kante mit dem Wasserspiegel a e zusammenfällt, eben so viel Wasser enthalten. Der Wasserinhalt dieses Kastens ist aber =

Fig. 9. Tab. 83. $a.b.d - \frac{ad.de.d}{2}$, es muss also $AD.AE = ad.de$, und da $AD = ad$ ist, so muss auch $AE = de$ und das Dreieck AED kongruent mit aed seyn. Weil aber die Winkel $AED = GOP = aed = pOH = w$, so sind, weil $pO = PO$ ist, die Dreiecke pOH und POG kongruent, daher auch $HO = OG$, oder die Kästen fangen an, auf derselben Höhe über der Achse des Rades auszugiessen, bei welcher sie unter derselben Wasser zu schöpfen aufgehört haben.

Setzen wir den Halbmesser bis zur Mitte der Kästen $OP = r$, so ist die Höhe $GO = OP.\mathrm{Cos}\,w = r.\mathrm{Cos}\,w$ und die Höhe $OH = pO.\mathrm{Cos}\,w = r.\mathrm{Cos}\,w$; folglich die Summe HG oder die Höhe von der untern Oberfläche des Wassers bis zu jener Fläche wo das Wasser auszugiessen anfängt, $HG = 2r.\mathrm{Cos}\,w$. Die Höhe, auf welcher der Ausfluss beendigt wird, liegt in der horizontalen Lage des Kastens kk'; diese Höhe ist $= GO + OL = r.\mathrm{Cos}\,w + r - {}^1\!/_2\,a$; also ist die mittlere Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden muss

${}^1\!/_2\,(GH + GL) = {}^1\!/_2\,(2r.\mathrm{Cos}\,w + r.\mathrm{Cos}\,w + r - {}^1\!/_2\,a) = {}^3\!/_2\,r.\mathrm{Cos}\,w + {}^1\!/_2\,r - {}^1\!/_4\,a$ und weil $\mathrm{Cos}\,w = \mathrm{Cos}^2\,({}^1\!/_2\,w) - \mathrm{Sin}^2\,({}^1\!/_2\,w) = 1 - 2\,\mathrm{Sin}^2\,({}^1\!/_2\,w)$, so ist die Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden muss, $H = 2r - 3r.\mathrm{Sin}^2\,({}^1\!/_2\,w) - {}^1\!/_4\,a$. (I)

Setzen wir die Fläche der Schaufeln des Wasserrades $= f$, die Geschwindigkeit des gegen die Schaufeln fliessenden Wassers $= c$, die Geschwindigkeit der Schaufeln in ihrem Schwerpunkte $= v$, so ist nach Seite 351, Band II. die anstossende Wassermenge $M = f.c\left(1 - \frac{c^2}{3(c-v)^2 n^2}\right)$, wenn das Gerinne geschlossen ist. Weil aber diese Räder gewöhnlich in einen offenen Fluss gestellt werden, so können wir nach Seite 404 gemäss den Erfahrungen des Herrn *Woltman* nur ${}^2\!/_3$ hiervon als zum Stosse kommend anschlagen. Die Stosskraft des Wassers, oder die Kraft, welche das Wasserrad ausübt, wird sonach (Seite 352, Band II) $= 56{,}4\,f.c\left(1 - \frac{c^2}{3(c-v)^2 n^2}\right)\left(\frac{c-v}{2g}\right)\frac{2}{3}$ seyn.

Der Halbmesser des Rades bis zur Mitte der Schaufeln sey $= R$, der kubische Inhalt einer Zelle $= k$, die Anzahl der Kästen an der ganzen Peripherie des Rades $= N$, so ist das Gewicht des Wassers, welches die Kästen während einer Umdrehung des Rades schöpfen $= 56{,}4\,N.k$. Bezeichnet G den Druck der Maschine auf das Zapfenlager und $2e$ den Durchmesser des Zapfens, so haben wir wegen der Gleichheit der Bewegungsmomente: $56{,}4\,f.c\left(1 - \frac{c^2}{3(c-v)^2 n^2}\right)\left(\frac{c-v}{3g}\right)\frac{22}{7}.2R$

$$= 56{,}4\,N.k\,(2r - 3r\,\mathrm{Sin}^2\,({}^1\!/_2\,w) - {}^1\!/_4\,a) + m.G.{}^{22}\!/_7.2e = 56{,}4\,N.k.H + m.G.{}^{22}\!/_7.2e.$$

Diess ist die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last.

Den Effekt des Wasserschöpfrades finden wir auf folgende Art: In der Zeit der Umdrehung des Rades $= \frac{22}{7}\cdot\frac{2R}{v}$ wird die Wassermenge $N.k$ geschöpft, es ist also der Effekt oder die gehobene Wassermenge in jeder Sekunde $= \frac{N.k.v}{{}^{22}\!/_7.2R}$. Die Grösse $\frac{22}{7}\cdot 2R$ ergibt sich aus der ersten Gleichung $= \dfrac{56{,}4\, N.k.H + m.G.\,{}^{22}/_{7}.\,2e}{56{,}4\, f.c\left(1 - \dfrac{c^2}{3(c-v)^2 n^2}\right)\left(\dfrac{c-v}{3g}\right)}$. Demnach ist der Effekt in einer Sekunde $= f.c\,\dfrac{\left(1 - \dfrac{c^2}{3(c-v)^2 n^2}\right)\left(\dfrac{c-v}{3g}\right)v}{H + \dfrac{m.G.22.2e}{7.56{,}4\, N.k}}$. Dieser Effekt wird nach Seite 352, II. Band am grössten, wenn $\dfrac{v}{c} = \dfrac{1}{2} - \dfrac{1}{6n^2\left(1 - \dfrac{v}{c}\right)^2}$. Weil bei einer hinlänglichen Anzahl Schaufeln $v = {}^1/_2\, c$ ist, so kann man diess in der Klammer substituiren, und wir bekommen $v = \dfrac{c}{2}\left(1 - \dfrac{4}{3n^2}\right)$ beinahe (II). Substituirt man zur Vereinfachung der Rechnung $v = {}^1/_2\, c$ in die Gleichung für den Effekt, so ist die in 1 Sekunde gehobene grösste Wassermenge $= \dfrac{f.c\left(1 - \dfrac{4}{3n^2}\right)\dfrac{c^2}{3.4g}}{H + \dfrac{m.G.22.2e}{7.56{,}4\, N.k}}$ (III). Die Gleichung zwischen Kraft und Last erhält man auf diese Weise $56{,}4\,\dfrac{f.c^2}{2.3g}\left(1 - \dfrac{4}{3n^2}\right).\dfrac{22}{7}.2R$ $= 56{,}4\, N.k.H + m.G.\,{}^{22}/_{7}.\,2e$ (IV). Hiernach lassen sich nun alle hieher gehörige Aufgaben auflösen.

§. 134.

Beispiel. Es sei der Winkel, unter welchem die Kästen aus dem Wasser austreten $w = 30^\circ$ und der Durchmesser des Rades von Mitte zu Mitte der Kästen eben so gross als jener im Schwerpunkte der Schaufeln, $2r = 2R = 11{,}5$ Fuss, so ist die Höhe, auf welcher die Schöpfkästen auszugiessen anfangen $2r.\mathrm{Cos}\,30^\circ = 9{,}96$ Fuss; es wird daher der Fangtrog, in welchen die Kästen ausschütten, so gestellt werden müssen, dass seine Oberfläche sich höchstens 9,96 Fuss über jener des Wassers im Flusse befindet.

Die Höhe, auf welche das Wasser im Mittel gehoben wird, beträgt nach der Gleichung (I) $H = 11{,}5 - 3.5{,}75.\mathrm{Sin}^2 15^\circ - 0{,}125 = 11{,}5 - 1{,}274 = 10{,}22$ Fuss, wobei die Höhe im Lichten eines Kastens $a = {}^1/_2$ Fuss angenommen ist. Beträgt das Gewicht des ganzen Wasserrades sammt Kästen und dem hierin eingeschlossenen Wasser $G = 1600$ ℔, und nehmen wir den Durchmesser des Zapfens $2e = 2$ Zoll $= {}^1/_6$ Fuss, dann den Reibungskoeffizienten $m = {}^1/_6$, endlich den Inhalt des Wassers in allen Kästen der ganzen Peripherie $N.k = 4$ Kubikfuss an, so gibt die Substituzion in die Gleichung (IV) zwischen Kraft und Last, wo $n = 5$ angenommen wurde

$$56{,}4\,\frac{f.c^2}{2.3g}\left(1 - \frac{4}{3.25}\cdot\frac{22}{7}\cdot 11{,}5 = 56{,}4\cdot 4\cdot 10{,}22 + \frac{1}{6}\cdot 1600\,.\frac{22}{7}\cdot\frac{1}{6}, \text{ woraus } \frac{f.c^2}{4g} = 1{,}901\right)$$

folgt. Ist die Geschwindigkeit des Wassers im Flusse $c = 3$ Fuss, so folgt $f = 13{,}096$ Quadratfuss, und der Effekt in 1 Sekunde $\dfrac{N.k.v}{{}^{22}/_{7}\cdot 2R} = \dfrac{4\cdot 1{,}5\cdot 7}{22\cdot 11{,}5} = 0{,}166$ Kubikfuss, wenn der Kürze halber $v = \frac{1}{2} c = 1{,}5$ Fuss gesetzt wird. Es werden also in 1 Minute 9,96, in 1 Stunde 597,6 und in einem Tage oder 24 Stunden 14342,4 Kubikfuss Wasser mit dieser Maschine auf die Höhe von beinahe 10 Fuss gehoben.

Würden die zu bewässernden Grundstücke täglich mit ⅓ Zoll Wasserhöhe bedeckt, oder für jede Quadratklafter die Wassermenge von $72 \cdot 72 \cdot \frac{1}{3} = 1728$ Kubikzoll = 1 Kubikfuss erfordert, so bewässert die Maschine in 24 Stunden 8 Joch 1542,4 Quadratklafter oder 17 Strich 742,4 Quadratklafter.

Die Dimensionen eines Wasserkastens sind folgende: Werden $N = 12$ Kästen an dem ganzen Umfange angenommen, so ist $k = \frac{1}{3}$ Kubikfuss $= a\left(b - \frac{a}{2 \operatorname{Tang} w}\right) d$. Misst $a = 6$ Zoll und $b = 2a = 1$ Fuss, so folgt $d = 14$ Zoll. Wollte man aber $a = d = \frac{2}{3}$ Fuss annehmen, so folgt $b = \frac{4}{3}$ Fuss = 16 Zoll.

Der Wasserzufluss auf dieses Rad wäre noch in jeder Sekunde $f \cdot c = 13{,}096 \cdot 3 = 39{,}288$ Kubikfuss; womit nun alle zur Anlage eines solchen Schöpfrades erforderlichen Daten gegeben sind.

Würde man bei dem angegebenen Schöpfrade die Oeffnung am obern Theile des Ka-
Fig. stens mn kleiner als seine Breite ad machen, so fassen zwar die Kästen mehr Wasser, es
9. Tab. ist noch immer w = w und die Höhe, auf welche das Wasser gehoben wird $HG = 2r \cdot \operatorname{Cos} w$
83. aber der Ausfluss endigt sich nicht in k, sondern erst in m'. Damit aber der Ausfluss in m' endige, müsste m'o' horizontal seyn, folglich der Kasten die Gestalt m'o'b'c'p'n' erhalten, demnach in der Einfachheit seiner Bauart verlieren.

Inzwischen kann die winkelrechte Oeffnung ohne Nachtheil zur Hälfte oder mehr geblendet werden, damit das ausfliessende Wasser ganz in den untergelegten Kasten falle.

Es versteht sich übrigens von selbst, dass die Oberfläche des Wasserspiegels im Fangtroge immer etwas höher liegen muss, als der höchste Ort, der bewässert werden soll. Die Länge und Gestalt der Wasserleitung, welche vom Fangtroge ausgeht, endlich die Menge des Wassers, welche in einer Sekunde an die bestimmten Punkte fortgeleitet werden soll, geben die Elemente an, welche in unsere, im II. Bande für die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen und Gerinnen gefundenen Formeln substituirt, das nothwendige Gefälle anzeigen, welches die Leitung zu erhalten hat, oder um wie viel der Punkt H im Fangtroge höher als der höchste Ort liegen muss, welcher mit diesem Wasser bewässert werden soll.

§. 135.

In praktischen Fällen ist gewöhnlich die Hubshöhe H des Wassers oder die Differenz der zwei Wasserspiegel und die Tiefe T des Wassers im Flusse, wo das Schöpfrad aufgestellt wird, dann die in 1 Sekunde zu hebende Wassermenge gegeben, und man hat hiernach die Anlage des Wasserschöpfrades auszumitteln. Wir wollen daher die Rechnung hiefür nochmals vornehmen.

Bezeichnet man wieder $AD = a$, $CD = b$ und die dritte Dimension eines Kastens mit d, so ist sein kubischer Inhalt $k = a.b.d - \frac{AD.AE}{2}.d$ und da $AD : AE = \operatorname{Tang} w : 1$, so ist $k = a.b.d - \frac{a^2.d}{2 \operatorname{Tang} w}$. Die Anzahl der Kästen in dem Bogen Pp sey $= n$, so ist das Gewicht des Wassers in allen Kästen $= 56{,}4\, n . a . d \left(b - \frac{a}{2 \mathrm{Tang}\, w} \right)$. Diese Last ist auf Fig. 9. Tab. 83. dem Bogen Pp vertheilt, es wird daher ihr Druck am Halbmesser OF des Rades $= 56{,}4\, n . a . d \left(b - \frac{a}{2 \mathrm{Tang}\, w} \right) \frac{HG}{Pp}$ seyn. Weil die mittlere Ausgusshöhe des Wassers in l, nämlich in der Mitte der Höhe zwischen H und dem Scheitel L des Rades angenommen werden kann, so müsste dieser Ausdruck eigentlich mit $\frac{rG}{lP}$ multiplizirt werden, wogegen wir jedoch zur Vereinfachung der Rechnung das Verhältniss $\frac{HG}{Pp}$ annehmen können.

Da die Rechnung im vorigen §. gezeigt hat, dass der Faktor $1 - \frac{4}{3 n^2}$ beinahe $= 1$ ist, und auch der Einfluss der Reibung unbedeutend erschien, so wollen wir in der folgenden Rechnung den Faktor $1 - \frac{c^2}{3 (c - v)^2 n^2} = 1$ setzen und die Reibung vernachlässigen. Demnach wird von der Schaufelfläche die Wassermenge $\frac{2}{3} f . c$ in einem freien Gerinne aufgehalten, wenn f die Fläche der Schaufeln und c die Geschwindigkeit des anströmenden Wassers bezeichnet. Setzen wir jene des Rades $= v$, so erhalten wir die Gleichung zwischen Kraft und Last $56{,}4\, f . c \left(\frac{c - v}{3 g} \right) = 56{,}4\, n . a . d \left(b - \frac{a}{2 \mathrm{Tang}\, w} \right) \frac{HG}{Pp}$ (I). Setzen wir die Umlaufszeit des Rades $\frac{22}{7} \cdot \frac{2 r}{v} = t$ und die Anzahl der Zellen auf der ganzen Peripherie $= N$, so wird in der Zeit t die Wassermenge $N . a . d \left(b - \frac{a}{2 \mathrm{Tang}\, w} \right)$ ausgegossen, folglich in 1 Sekunde die Wassermenge $\frac{N . a . d}{t} \left(b - \frac{a}{2 \mathrm{Tang}\, w} \right) = \frac{N . a . d}{\frac{22}{7} \cdot 2 r} \left(b - \frac{a}{2 \mathrm{Tang}\, w} \right) v$. Wird in diese Gleichung der Werth für den kubischen Inhalt einer Zelle aus (I) substituirt, so ist der Effekt in 1 Sekunde $= \frac{N . f . c (c - v)}{3 g . n} \cdot \frac{Pp}{HG} \cdot \frac{v}{\frac{22}{7} \cdot 2 r}$. Nun verhält sich aber $Pp : \frac{22}{7} \cdot 2 r = n : N$, also ist der Effekt $= \frac{f . c (c - v) v}{3 g . HG}$. Dieser ist am grössten, wenn $v = \frac{1}{2} c$, und da der Höhenunterschied der zwei Wasserspiegel $HG = H$ ist, so ist der grösste Effekt $= \frac{1}{3} \cdot \frac{f \cdot c}{H} \cdot \frac{c^2}{4 g}$. Weil der Bogen $Pp = r (\pi - 2 w)$, so ist die Gleichung zwischen Kraft und Last $n . a . d \left(b - \frac{a}{2 \mathrm{Tang}\, w} \right) = \frac{2}{3} f \cdot \frac{c^2}{4 g} \cdot \frac{r (\pi - 2 w)}{H}$.

Bezeichnen wir die Tiefe des Wassers im Flusse mit T und die halbe Breite der Schaufeln mit s, so ist $GM = r (1 - \mathrm{Cos}\, w) + s = T$ und weil $HG = H = 2 r \cdot \mathrm{Cos}\, w$ ist, so ist auch $r = \frac{1}{2} H - s + T$. Ferner ist $1 - \mathrm{Cos}\, w = 2 \mathrm{Sin}^2 (\frac{1}{2} w)$, folglich $2 r \cdot \mathrm{Sin}^2 (\frac{1}{2} w) + s = T$, woraus $\mathrm{Sin}\, \frac{1}{2} w = \sqrt{\frac{T - s}{H + 2 T - 2 s}}$; eben so ist $\mathrm{Cos}\, w = 1 - 2 \mathrm{Sin}^2 (\frac{1}{2} w) = \frac{H}{H + 2 T - 2 s}$.

§. 136.

Beispiel. Es sey der Winkel $w = 30^\circ$, so ist $\mathrm{Cos}\, w = 0{,}866$, also $0{,}866 (H + 2 T - 2 s) = H$, woraus $T = s + \frac{1}{13} H$ und $s = T - \frac{1}{13} H$, oder die halbe Breite der Schaufeln ist in diesem Falle $=$ der Wassertiefe im Flusse $- \frac{1}{13}$ der Höhe, auf welche das Wasser gehoben wird.

Der Halbmesser des Wasserrades im Theilrisse ist $r = \frac{1}{2}H - s + T = \frac{1}{2}H + \frac{1}{13}H = \frac{15}{26}H$, demnach der Durchmesser $2r = H + \frac{2}{13}H$.

Die Gleichung zwischen Kraft und Last erhält man

$$n.a.d\left(b - \frac{a}{2.0{,}577}\right) = n.a.d\left(b - \frac{13}{15}a\right) = 2s.l.\frac{2}{3}\cdot\frac{c^2}{4g}\cdot\frac{15}{26}\cdot 2{,}0944 = 0{,}806 . 2s.l.\frac{c^2}{4g},$$

wo l die Länge der Schaufeln ausdrückt.

Die Wassermenge in einem Kasten wird ein Maximum, wenn $b = \frac{26}{15}a$ ist, und wird diess in die vorige Gleichung substituirt, so ist $n.d.a^2\cdot\frac{13}{15} = 0{,}806 . 2s.l.\frac{c^2}{4g}$.

Die Wassermenge, oder der Effekt in einer Sekunde war $M = \frac{1}{3}\cdot\frac{f.c}{H}\cdot\frac{c^2}{4g} = \frac{2s.l.c^3}{12g.H}$. Da diese Wassermenge in praktischen Fällen gewöhnlich gegeben ist, so lässt sich der Inhalt einer Zelle $\frac{13}{15}d.a^2 = 2{,}418\cdot\frac{M.H}{n.c}$ hieraus bestimmen.

Wollten wir $\frac{13}{15}d.a^2 = M$ setzen, oder machen, dass in jeder Sekunde ein Kasten ausgegossen wird, so wäre $n = 2{,}418\,\frac{H}{c}$.

Ist die Anzahl der Kästen auf der ganzen Peripherie $N = 6$, und der Winkel w, wie angenommen $= 30°$, mithin der Winkel $pOP = 120° = \frac{1}{3}\cdot 360°$, so muss auch die Anzahl der Kästen in dem Bogen pP, nämlich $n = \frac{1}{3}N = 2$ seyn; demnach ist der Inhalt eines Kastens $\frac{13}{15}d.a^2 = 1{,}209\cdot\frac{M.H}{c}$.

Wäre die Anzahl der Kästen $N = 12$, demnach $n = \frac{1}{3}N = 4$, so ist der Inhalt eines Kastens $\frac{13}{15}d.a^2 = 0{,}6045\cdot\frac{M.H}{c}$.

Ist nun die Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden soll, $H = 12$ Fuss, die Geschwindigkeit des Wassers im Flusse $c = 3$ Fuss, ferner die Breite der Schaufeln $2s = 2$ Fuss und ihre Länge $l = 6$ Fuss gegeben, so ist für den zweiten Fall, wo $N = 12$ Kästen, die in 1 Sekunde gehobene Wassermenge $M = \frac{2.6.3^3}{12.15{,}5.12} = \frac{9}{62}$ Kubikfuss, folglich der Wasserinhalt eines einzelnen Kastens $\frac{13}{15}d.a^2 = 0{,}6045\cdot\frac{9.12}{62.3} = 0{,}351$ Kubikfuss, also $d.a^2 = 0{,}405$. Wäre $d = \frac{3}{4}a$, so wird $a = 0{,}814$ Fuss $= 9{,}8$ Zoll, $d = 7{,}4$ Zoll, und $b = \frac{26}{15}a = 17$ Zoll; welche Dimensionen im Lichten zu verstehen sind.

Für diesen Fall ist der Durchmesser des Wasserrades in seinem Theilrisse gemessen $2r = H + \frac{2}{13}H = 13{,}85$ Fuss. Die Wassertiefe ist $T = s + \frac{1}{13}H = 1 + \frac{1}{13}.12 = 1{,}92$ Fuss; es muss also das Rad an einen Punkt gestellt werden, wo die Wassertiefe im Flusse gegen 2 Fuss beträgt. Die Zeit eines Umlaufes des Wasserrades beträgt $\frac{22}{7}\cdot\frac{2r}{\frac{1}{2}c} = \frac{22.13{,}85}{7.\frac{3}{2}} = 29^{\text{Sec.}}$ In dieser Zeit werden die 12 Kästen, mithin der kubische Inhalt $12.0{,}351 = 4{,}212$ Kubikfuss ausgeschüttet, es beträgt also der Effekt in 1 Sekunde $M = 0{,}145 = \frac{9}{62}$ Kubikfuss, wie oben.

§. 137.

Fig. 10. Tab. 83.

Nebst den Schöpfrädern bedient man sich auch noch des **Kastelwerkes**, Fig. 10, Tab. 83 zum Heben des Wassers. Es besteht gewöhnlich aus einer Kette, an welcher Kästen befestigt sind, die das Wasser unten schöpfen und in einen Fangtrog, der zunächst der Radwelle aufgestellt wird, oben ausgiessen. Die Kette ist nach Art der Uhrketten geformt, gewöhnlich von Holz, mit eisernen Stiften verbunden, seltener von Eisen; sie legt sich an beiden Enden um achteckig gezimmerte Wellen, deren Umfangsseiten der Länge eines Kettengliedes genau gleich kommen. An der obern Welle ist gewöhnlich ein Spillenrad befestigt, woran die Menschen arbeiten; manchmal pflegt man aber auch an der untern Welle ein unterschlächtiges Wasserrad anzubringen, welches dann durch die Kraft des fliessenden Wassers bewegt wird. Ein Kastelwerk mit Spillenrad wird gewöhnlich auch gebraucht, um Wasser aus einem Brunnen zu schöpfen; oftmals braucht man dasselbe auch, um Baumaterialien auf die Gerüste aufzuziehen.

Die **Berechnung dieser Maschine** unterliegt nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen keiner Schwierigkeit. Es sey der kubische Inhalt des Wassers in einem Kasten $= W$, die Höhe von der Oberfläche des Wassers im Brunnen bis zum Orte des Ausgusses $= H$, die ganze Länge der Kette $= L$, und die Anzahl aller Kästen an der Kette $= n$. Es hängt demnach in der Höhe H die Last $56{,}4\, W \cdot \frac{H}{L} \cdot n$. Bezeichnet Q das Gewicht der Maschine sammt Kästen, Wasser und der Kette, E die Seite eines Achteckes der Welle, b den Halbmesser ihres Zapfens und m den Reibungskoeffizienten, so ist die Last, welche an der Kette zu ziehen ist $56{,}4\, W \cdot \frac{H}{L} \cdot n + m \cdot Q \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{2\,b}{8\,E}$. Da die Bewegungs-Momente wieder einander gleich seyn müssen, so erhalten wir, wenn A den Halbmesser des Spillenrades bezeichnet, die **Gleichung zwischen Kraft und Last** für N Arbeiter, und die Annahme, dass $n = \frac{L}{3\,E}$ ist,

$$N . k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)\frac{22}{7} \cdot 2\,A = \left(56{,}4\, W \cdot \frac{H}{3E} + m . Q \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{2\,b}{8\,E}\right) 8\ E.$$

Die Umlaufszeit des Spillenrades ist $= \frac{22}{7} \cdot \frac{2\,A}{v}$; wir erhalten also zur Bestimmung des gehobenen Wassers oder des **Effektes in einem Tage** die Proporzion

$\frac{22}{7} \cdot \frac{2\,A}{v} : 56{,}4\, W \cdot \frac{8\,E}{L} \cdot n = 3600 . z :$ Effekt. Der Effekt ist also $= \frac{56{,}4\, W . 8\,E . n}{L} \cdot \frac{3600\,z . v}{{}^{22}/_{7} . 2\,A}$

Wird hier der Werth von ${}^{22}/_{7} . 2\,A$ aus der vorstehenden Gleichung gesucht und substituirt, so erhalten wir den Effekt in einem Tage

$$= \frac{56{,}4\, W . n . N . k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) 3600\,z . v}{L\left(56{,}4\, W \cdot \frac{H}{L} \cdot n + m \cdot Q \cdot \frac{22}{7} \cdot \frac{2b}{8E}\right)} = \frac{3600\,z . v . N . k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)}{H + \frac{m . Q . 22 . 2\,b . 3}{56{,}4\, W . 7 . 8}}.$$

Dieser Effekt wird in Hinsicht der menschlichen Kraft am grössten, wenn $v = c$ und $z = t$ ist, oder wenn die Menschen mit ihrer mittlern Anstrengung die Arbeit fortführen. Sonach ist das Gewicht des gehobenen Wassers in einem Tage

$$=\frac{3600\,t.c.N.k}{H+\dfrac{m.Q.3.22.2b}{56{,}4\,W.7.8}}.$$ Ohne Rücksicht auf die Widerstände erhielten wir wieder den

Effekt $=\dfrac{3600\,t.c.N.k}{H}$, wie wir ihn bereits bei allen andern Maschinen berechnet haben; die Widerstände vermehren aber die Hubshöhe H um eine bestimmte Grösse, welche zu vermindern es bei jeder Maschine vorzüglich ankommt.

Die Grösse und das Gewicht des in jeder Zelle befindlichen Wassers ergibt sich aus der Gleichung zwischen Kraft und Last; es ist nämlich

$$56{,}4\,W=\left(\frac{22}{7}\cdot\frac{2A.N.k}{8E}-\frac{m.Q.22.2b}{7.8E}\right)\frac{L}{n.H},$$ und wenn W durch seine Dimensionen ausgedrückt wird, $56{,}4\,h.d.e=(A.N.k-m.Q.b)\dfrac{11L}{14E.n.H}$.

§. 138.

1. **Beispiel.** Es sey mittelst $N=4$ Menschen Wasser aus der Tiefe von 30 Fuss zu heben; der kubische Inhalt eines Kastens sey $h.d.e=1.\tfrac{1}{2}.1=\tfrac{1}{2}$ Kubikfuss, ferner das Gewicht der Maschine oder der Druck auf das Zapfenlager $Q=800$ ℔, der Halbmesser des Zapfens $b=\tfrac{1}{12}$ Fuss, dann der Reibungskoeffizient $m=\tfrac{1}{5}$; so erhalten wir die Gleichung zwischen Kraft und Last $4.25.\tfrac{22}{7}.2A=56{,}4.\tfrac{1}{2}.8.30.\tfrac{1}{3}+\tfrac{1}{5}.800.\tfrac{22}{7}.\tfrac{1}{6}$, woraus der Halbmesser des Spillenrades $A=3{,}9$ Fuss folgt.

Der Effekt dieser Arbeiter oder die Wassermenge in einem Tage ist

$$\frac{4.25.3600.8.2{,}5}{30+\dfrac{1.800.3.22.2.1}{5.56{,}4.\tfrac{1}{2}.7.8.12}}=\frac{4.25.3600.8.2{,}5}{30+1{,}114}=231407\text{ ℔}=4103\text{ Kubikfuss.}$$

2. **Beispiel.** Es sey die Förderungshöhe $H=60$ Fuss und der Effekt für einen Tag $=500$ Fass $=2000$ Eimer $=2000.1{,}792$ Kubikfuss gegeben; man soll hiefür die Dimensionen der Maschine und die zu ihrer Betreibung erforderliche Kraft ausmitteln.

Da die Maschine in diesem Falle weit stärker ausfällt, so wollen wir $Q=1600$ ℔, $m=\tfrac{1}{5}$, $b=\tfrac{1}{12}$, $W=\tfrac{1}{2}$ annehmen, und die Anzahl der Arbeiter N, dann den Halbmesser A des Spillenrades suchen. Werden die gegebenen und angenommenen Werthe in die Gleichung für den Effekt substituirt, so ist

$$2000.1{,}792.56{,}4=\frac{N.25.3600.8.2{,}5}{60+\dfrac{1.1600.3.22.2.1}{5.56{,}4.\tfrac{1}{2}.7.8.12}}=\frac{N.25.3600.8.2{,}5}{60+2{,}229},$$ woraus $N=7$ Menschen folgt.

Der Hebelsarm A ergibt sich nunmehr aus der Gleichung zwischen Kraft und Last $7.25.\tfrac{22}{7}.2A=56{,}4.\tfrac{1}{2}.60.8.\tfrac{1}{3}+\tfrac{1}{5}.1600.\tfrac{22}{7}.2.\tfrac{1}{12}$, woraus $A=4{,}25$ Fuss folgt.

Vergleichen wir den Effekt bei dem Tragen einer Last mit jenem der berechneten Maschine, so ist

im ersten Falle $4.25.3600.8.2{,}5:\dfrac{4.25.3600.8.2{,}5.30}{31{,}114}=31{,}114:30=100:96$ und

im zweiten Falle $7.25.3600.8.2{,}5:\dfrac{7.25.3600.8.2{,}5.60}{62{,}229}=62{,}229:60=100:96$.

Dieser Effekt ist weit vortheilhafter, als es noch bei allen bisher behandelten Wasserhebmaschinen der Fall war, wie diess auch aus der Betrachtung der einfachen Konstrukzion der Maschine erhellet.

§. 139.

Unsern Lesern, welche von dem Handbuche der Mechanik praktische Anwendungen machen, dürfte es nicht unwillkommen seyn, nach der vorausgegangenen Berechnung der Wasserschöpfmaschinen eine Abhandlung über die Anlage der Wasserleitungen zum Behufe der Landwirthschaft zu finden. Schon §. 131 haben wir bemerkt, dass die Bewässerung der Grundstücke in allen Ländern mehr oder minder verbreitet sey, aber nirgends hat dieselbe einen so hohen Grad von Vollkommenheit wie in der Lombardie, oder eigentlich dem Mailändischen erreicht; wir wollen daher hierüber eben so umständlich handeln, als es bereits im I. Bande bei der Beschreibung der englischen Eisenbahnen, im II. Bande aber bei jener der englischen Kanalschiffarth der Fall war.

Ueber diesen Gegenstand erschien in Wien im Jahre 1811 ein „Unterricht über die Bewässerung der Wiesen und Felder nach Lombardischer Weise von Anton von *Wittmann*.“ In Mailand wurde im Jahre 1822 eine Abhandlung unter dem Titel: „*Dei prati del basso Milanese detti a marcita di Dom. Berra*“ dem Publikum mitgetheilt, und hierin sehr werthvolle Beiträge über die Geschichte der Lombardischen Bewässerung und die Anlage derselben bekannt gemacht. Andere Schriften dieser Art behandeln die Sache nicht so umständlich. Das vorzüglichste Werk über diesen Gegenstand ist die „Reise durch Oberitalien, mit vorzüglicher Rücksicht auf den gegenwärtigen Zustand der Landwirthschaft, die Grösse der Bevölkerung, Bodenfläche, Besteuerung und den Kauf- und Pachtwerth der Gründe, vom k. k. Gubernialrathe Herrn Johann *Burger*.“ 2 Theile, 40 Bogen stark mit 5 Kupfertafeln, Wien 1831 und 1832 (Preiss 4 fl. C. M.). Der würdige und gelehrte Herr Verfasser hat schon früher ein „Lehrbuch der Landwirthschaft in 2 Theilen“ bekannt gemacht, wovon bereits die 3. Auflage erschien, allein in dem vorgenannten Werke findet sich ein solcher Schatz von den wichtigsten, in jenem merkwürdigen Lande gesammelten Mittheilungen im Gebiethe der Landwirthschaft, der Statistik und des Besteuerungssystems, dass dasselbe in den Händen von jedermann seyn sollte, dem positives, reelles Wissen in diesen Zweigen am Herzen liegt.

§. 140.

Die Lombardische Bewässerung ist, wie Herr Gubernialrath *Burger* mit Recht sagt, das erstaunungswürdigste Werk, was die Industrie und ein durch Jahrhunderte fortgesetzter Fleiss der Landwirthe noch je hervorgebracht hat; es ist die Grundlage des allgemein dort verbreiteten Wohlstandes und Reichthums, ihm verdankt Oberitalien seine herrlichen, mit prachtvollen Kirchen und Pallästen gezierten Städte, seine vielen stadtähnlichen Ortschaften mit grossen, schönen Landhäusern, seine gedrängte, wohlgekleidete Populazion, seine vielen öffentlichen, durchaus von Privatvermögen errichteten und im besten Stande erhaltenen Wohlthätigkeitsanstalten, seine herrlichen Strassen, seine schönen steinernen Brücken! — Es ist hier nicht der Handel, da er bloss im Verkaufe der Landesprodukte besteht, es sind nicht die wenigen, meist schlecht eingerichteten Fabriken, die für den eigenen

Bedarf bei weitem nicht hinreichen, es ist nicht die unbedeutende Anzahl der Bergwerke, es ist keineswegs die Fruchtbarkeit des natürlichen Bodens, die ganz und gar nicht mit jener von Egypten verglichen werden kann, sondern es ist bloss die ausserordentliche, durch Bewässerung in den niedrigern Gegenden unterstützte Kultur des Bodens, dann auch Seidenerzeugung in den höhern, oder nicht bewässerten Gegenden, welche diese Erscheinungen hervorbringt, die kein zweites Land der Erde aufzuweisen hat. Man findet hier nicht einzelne Grundstücke, oder die Wiesen einzelner Gemeinden bewässert, sondern die Felder und Wiesen ganzer Distrikte und Provinzen, welche durch die Bewässerung auf den höchsten Grad der Fruchtbarkeit gebracht wurden, und gerade zu jener Zeit, in den heissen Sommertagen, das Schauspiel der üppigsten Vegetazion darbieten, wo die Fluren in andern Gegenden und Ländern von den brennenden Sonnenstrahlen verheert erscheinen. Der Reisende erstaunt mit Recht, wenn er die unberechenbare Zahl der Wasserleitungen und Kanäle bemerkt, die das Land in allen Richtungen durchschneiden, wenn er solcher Leitungen häufig drei, vier oder mehr, jedoch in verschiedenen Höhen neben einander fortlaufen und ihr Wasser in unzähligen Verzweigungen auf jene Felder und Wiesen vertheilen sieht, welche desshalb die üppigsten und ergiebigsten sind, die man in der Welt sehen kann.

Unstreitig trägt das Klima zu dieser hohen Kulturstuffe sehr viel bei, allein dasselbe ist auch in den übrigen italienischen Staaten, im südlichen Frankreich, in Spanien und Portugall vorhanden, wo jedoch die Kultur noch sehr weit zurückblieb. Ohne Unterstützung der Lombardischen Bewässerung, ohne jenem Systeme von Kanälen und Wasserleitungen, die seit beinahe tausend Jahren immer mehr und mehr vervollkommnet und endlich zu dem gegenwärtigen ausgedehnten Umfange und Vollendung gebracht wurden, wäre die Kultur in diesen Gegenden bei weitem nicht in jener glänzenden Lage, wie wir sie wirklich vorfinden. Es dürfte daher bei der ausserordentlichen Wichtigkeit solcher Anstalten für den Wohlstand eines jeden Landes ganz zweckmässig seyn, wenn wir in eine nähere Beschreibung des Lombardischen Bewässerungssystems hier eingehen. Wir wollen hierbei dasjenige unterscheiden, was die Natur gethan, und jenes, was durch die beispiellose Beharrlichkeit und Thätigkeit der Bewohner bewirkt wurde.

§. 141.

Oberitalien, gegenwärtig das Lombardisch-Venezianische Königreich, liegt an der südlichen Seite am Fusse der Schweizer- und Tyroleralpen. Die Wässer, welche von den letztern herabströmen, ergiessen sich in mehrere am Fusse der Alpen etwas höher als das flache Land liegende Seen (*Laghi*), in welchen die wildherabstürzenden Wässer ihre Gewalt brechen, den Schotter und die Steine, welche sie mitführen, absetzen, und dann erst mit einem sanften Gefälle die weite Ebene bis zum *Pò* durchschneiden. Da heftige Regen oder Wolkenbrüche gewöhnlich nur in einer oder der andern Gebirgsgegend Statt finden, demnach auch nur der eine oder andere Gebirgsbach anschwillt, so macht diess auf den Wasserspiegel in den Seen einen sehr geringen Einfluss, indem die meisten derselben, wie der *Lago maggiore*, *Lago di Como* und *Lago di Garda* einen Flächenraum von mehreren deutschen Quadratmeilen bedecken. Die andern drei Seen *Lago di Lugano*, *Lago d'Iseo* und *Lago d'Idro* sind kleiner. Die Erhaltung des beständigen

Niveau in den sechs Seen, welche als die Hauptwasserbehälter der Lombardie anzusehen sind, ist unstreitig ein Vortheil, den die Natur keinem zweiten Lande von Europa gewährt hat; denn hieraus folgt der beinahe immer gleiche Wasserstand in den Hauptflüssen, dem *Ticino*, der *Adda*, dem *Oglio* und dem *Mincio*, woraus dann wieder die immer gleichförmig bleibende Wasservertheilung abzuleiten ist.

Das Venezianische Gebiet wurde von der Natur nicht so begünstigt. Die *Etsch* (*Adige*), die *Brenta*, der *Piave*, *Tagliamento*, der *Isonzo* und die andern Venezianischen Flüsse und Bäche, *Torrenti* genannt, kommen unmittelbar, ohne ihr mitführendes Materiale in den höher liegenden Seen abzusetzen, von den Gebirgen herab, sie schwellen bei Wolkenbrüchen oftmals in Zeit von wenigen Stunden ausserordentlich an, und verheeren dann ganze Gegenden. Man sieht hieraus, dass es vorzüglich den Lombardischen, am Fusse der Alpen liegenden Seen zuzuschreiben ist, dass die Bewässerung dort auf eine so regelmässige, sich immer gleich bleibende Weise fortgeführt werden kann. Inzwischen findet man auch in mehreren, im Venezianischen Gebiete liegenden Bezirken ein Bewässerungssystem, welches man fruchtlos an einem andern Orte in Europa suchen würde. Wir wollen nun sehen, wie die Betriebsamkeit der Einwohner die von der Natur dargebotenen Mittel benützt hat.

§. 142.

Die Vortheile der Bewässerung der Grundstücke waren bereits den alten Römern bekannt. *Cato* pflegte zu sagen: „*Prata irrigua si aquam habebis potissimum facito.*" An dem See *Albano* wurde ein Wasserablass zum Behufe der Bewässerung der um die Stadt liegenden Grundstücke angelegt, wie es folgende Worte von *Cicero* beweisen: „*Ex quo illa admirabilis a majoribus Albanae aquae facta deductio est … ita aqua Albana deducta ad utilitatem agri suburbani.*" Die Wässer der *Nera*, welche die Ebene von *Terni* versumpften, wurden von *Tiberius* in einen Kanal, der noch heut zu Tage *Fossa Tiberina* heisst, geleitet, und zum Behufe der Landwirthschaft verwendet. Ueber die Art und Weise, wie die Wässer abgeleitet und benützt wurden, findet sich aber keine nähere Andeutung, wenn man nicht etwa folgenden Vers von *Virgil* berücksichtigen will:

Claudite jam rivos, pueri; sat prata biberunt.

Aus diesen Worten dürfte man schliessen, dass bereits die Römer mehrere Bäche oder Flüsse zur Bewässerung benützten, dass sie das Wasser derselben dort, wo es das Bedürfniss erheischte, auf die Wiesen führten, und dass sie mittelst Dämmungen, sie mögen von Erde oder Holz gewesen seyn, den Zutritt des Wassers hinderten, sobald die Wiesen hinlänglich bewässert waren.

Die alte Bewässerungsweise wird ohne Zweifel den heutigen Grad ihrer Vollkommenheit bei weitem nicht erreicht haben. In dieser Rücksicht haben sich die Mailänder Landwirthe das grösste Verdienst erworben. Der berühmte englische Schriftsteller *Arthur Young*, welcher im Jahre 1789 das Mailändische bereiste, war hierüber so erstaunt, dass er bei seiner Rückkehr in seinen Schriften erklärte, man müsse, um die Bewässerungskunst in ihrer Vollkommenheit zu sehen, nothwendig das Mailändische Gebiet bereisen, und man werde dort überall Gelegenheit finden, die wunderbaren und nützlichen Erfolge hievon anzustaunen. Die Mitglieder des französischen Institutes erklärten in ihren Abhandlungen, dass sie der kunstsinnigen und gleichen Vertheilung der Wässer zwischen den angränzenden Besitzern im Mailändischen und der vollkommenen Ausführung der Anlagen dieser Art ihre Bewunderung nicht versagen können.

In welcher Zeitepoche man eine vervollkommnete Bewässerungsmethode der Wiesen anfing, ist schwer zu bestimmen. Geschichtlichen Daten zu Folge haben sich die Cistercienser-Mönche von *Chiaravalle* und *Vicoboldone* bereits im eilften Jahrhunderte um die Beförderung der Bewässerung und Beurbarung grosser Strecken sumpfigen und unkultivirten Landes sehr verdient gemacht. In einem Kaufkontrakte vom Jahre 1138 bedingten sie sich aus: „*Ut monasterium possit ex Vectabia trahere lectum* (einen Kanal), *ubi ipsum monasterium voluerit, et si fuerit opus liceat facere eidem monasterio fossata super terram ipsius Joannis* (des Verkäufers) *ab una parte viae et ab alia — etc. possit firmare et habere clusam* (Schleusse oder Schütze) *in prato ipsius Joannis.* Seit dem zwölften Jahrhundert waren diese Mönche auch Besitzer des ganzen Wassers der *Vettabbia*, womit sie die Wiesen, die dem Stifte gehörten, bewässerten. Sie vertauschten die verbesserten Grundstücke mit andern von grösserer Ausdehnung, die aber minder kultivirt oder ganz unfruchtbar waren, und gelangten auf diese Art in kurzer Zeit zu einem bedeutenden Reichthume. Ihre bewässerten Wiesen sollen 60000 *Pertiche* oder 6823 N. Oe. Joch (da 1 Mailänder *Pertica* = 24 *Tavole* = 181,955 N. Oe. Quadratklafter) betragen haben. Der Ruf, welchen sich diese Mönche in Bezug auf die Anlage der Wasserleitungen erworben hatten, war so gross, dass sie von dem Kanzler des Kaisers *Friedrich I.*, *Rinaldo*, nachmaligem Erzbischof von Cöln, über die Verbesserung seiner Ländereien und später auch von den Beherrschern von Mailand häufig zu Rathe gezogen wurden.

Im Jahre 1178 wurde aber die erste grössere Wasserleitung im Mailändischen angelegt; man führte nämlich das Wasser aus dem *Ticino* bis *Abbiategrasso* in einem Graben (*Cavo*), der damals *Tisinello* hiess, und bloss den Zweck der Bewässerung hatte. Dieser Graben wurde 80 Jahre später, nämlich im Jahre 1257 bis zu den Thoren von Mailand verlängert, und dann nicht bloss zur Bewässerung, sondern auch zur Schiffahrt bestimmt. Seit dem Jahre 1271 ward er auch schon beschifft und erhielt den Namen *Naviglio grande*, den er noch heut zu Tage führt.

Der Vortheil, welcher aus der Anlage dieses Kanals für das Land entstand, war so gross, dass man bereits im Jahre 1220 den Kanal *di Muzza* anzulegen anfing; im Jahre 1305 ward der Kanal *di Treviglio* oder *Fosso Bergamasco* angelegt.

Welche bedeutenden Fortschritte die Bewässerungskunst nach dem Beispiele der geistlichen Korporazionen fortwährend machte, ersehen wir aus den vielen Akten der Archive, vom Jahre 1300 beiläufig anzufangen, da man in denselben bereits der *chiuse* (Schützen), *incastri* (Schützensäulen), *bocchelli, soratoi* (Oeffnungen in den Kanälen) und anderer ähnlicher Vorrichtungen erwähnt findet, die zur ordentlichen Vertheilung und Regulirung der Wässer auf den Wiesen dienten. Die Bewässerung nahm so sehr zu, dass viele Grundeigenthümer eigenmächtig das Wasser aus dem *Naviglio grande* auf ihre Grundstücke zum grossen Nachtheile der Schiffahrt ableiteten, da selbe dadurch häufig unterbrochen wurde. *Galeazzo Visconti*, Beherrscher von *Mailand*, erliess unter dem 2. Mai 1376 ein strenges Edikt dagegen, und verbot nicht bloss die Herausleitung der Wässer allen jenen, welche sich das Recht hiezu auf gesetzliche Weise nicht erworben hatten, sondern verpflichtete auch diejenigen, welche das Wasser schon beziehen durften, den Betrag für dasselbe zu entrichten; überdiess wurde in jenem Edikte angeordnet, „dass alle Mündungen, wodurch man das Wasser ableitet, in Uebereinstimmung mit den Mailänder Statuten eingerichtet seyen, und demnach alle jene geschlossen werden sollen, die früher eigenmächtig eröffnet wurden."

Die beständigen, bedeutenden Vortheile, welche man aus den bewässerten Grundstücken zog, machten es nothwendig, die Menge der Wässer zu vermehren, und da der *Ticino* allein hiezu nicht hinreichte, so wurde beschlossen, zu diesem Zwecke noch das Wasser des *Adda* zuzuleiten. Der Herzog *Franz I. Sforza* verordnete im Jahre 1457, oder nach andern im Jahre 1460, dass die Wässer jenes Flusses in einem Kanale (später *Naviglio di Martesana* genannt) bis zu den Thoren von *Mailand* geführt werden sollen. Der vorzügliche Zweck des Herzogs war nicht die Schiffahrt, sondern die Vermehrung der Mittel zur Bewässerung der Grundstücke, indem, wie *Frisi* behauptet, der Kanal bloss während 2 Tagen in der Woche für die Schiffahrt, während der übrigen Zeit aber zur Bewässerung benützt wurde.

Nach dieser Epoche wurde der *Naviglio di Pavia* angelegt, seine Ausführung wurde nämlich durch ein Dekret Philipp's II., Königs von Spanien im Jahre 1598 angeordnet, und im Jahre 1601 unter dem *Governatore* Grafen *Fuentes* begonnen. Später wurde der Kanal unter der österreichischen und französischen Regierung fortgesetzt, jedoch erst im Jahre 1826 bei *Pavia* mit dem *Ticino*, der sich etwas weiter in den *Pò* ergiesst, verbunden. Diese Verbindung geschah mittelst 5 Schleussen, die zunächst der Stadt *Pavia* aneinander hängend gebaut wurden, und zu den schönsten Bauten der neuern Zeit gehören, die man in Italien sehen kann. Dasselbe lässt sich überhaupt von dem ganzen Kanale behaupten; seine Wände und Boden von 10,7 *Meter* Breite sind beinahe in seiner ganzen Länge von 5 deutschen Meilen aufgemauert; *Corrieri* oder Schiffe mit Reisenden und grosse Frachtschiffe befahren ihn. Dieser Kanal stellt eine höchst zweckmässige Verbindung zwischen *Mailand* und dem adriatischen Meere her; weil aber die Schiffahrt über *Mailand* durch den *Naviglio grande*, den *Ticino* und *Lago maggiore* bis an die Sardinische und Schweitzer Gränze fortgesetzt wird, so sind auch diese zwei Länder mit dem Adriatischen Meere hiedurch in eine Wasserverbindung gesetzt worden. Die andern Lombardischen Kanäle, welche mit jenem von *Pavia* verbunden sind, gewähren auch dem Innern des Landes eine Verbindung mit dem Adriatischen Meere. Inzwischen dauerte der Bau dieses merkwürdigen Kanals, wie gesagt, gegen 230 Jahre.

Auch die andern *Navigli* sind mit sehr grosser Kunst angelegt. Der *Naviglio di Martesana*, welcher sein Wasser aus dem Flusse *Adda* bei *Paderno* zieht, ist auf grossen Strecken ganz in Felsen gehauen; eben so sind mehrere seiner Schleussen in Felsen ausgearbeitet, und er läuft von steinernen Mauern eingeschlossen eine bedeutende Strecke weit entlängs dem Flussbette des *Adda* an dem höher gelegenen Ufer fort. Die 6 Schleussen nächst *Paderno* haben einen Fall von 27,7 *mètres*. Zu *Gorgonzola* wird dieser Kanal auf einer steinernen Brücke von 3 Bogen über den *Lambro* geführt, wogegen der letztere Fluss bei *Crescenzago* in den Kanal eintritt, und ihn später wieder verlässt. Das überflüssige Wasser wird daselbst mittelst 19 *scaricatori* (Ablässen) in den *Lambro* zurückgeführt.

Die ältern *Navigli* waren blosse Gräben ohne Schleussen (*Conche*), welche erst im Jahre 1481 am *Naviglio di Brenta* zwischen *Venedig* und *Padua* angebracht wurden. Im Mailändischen wurden im Jahre 1497 zur Verbindung des *Naviglio grande* und *Naviglio di Martesana* die ersten Schleussen, 6 an der Zahl, von *Leonardo da Vinci* gebaut.

§. 143.

Nebst den *Navigli* und bedeutendern Wassergräben, die in allen Richtungen das Land durchschneiden, wurde durch Aufdeckung und Einfangung von Quellen auch eine nicht unbedeutende Wassermenge in der Lombardie gewonnen, und zur Bewässerung der Grundstücke verwendet. Aus mehreren Flüssen, z. B. aus der *Etsch* wird ferner das Wasser mittelst Schöpfrädern in Rinnen gehoben, in welchen es dann den Grundstücken zugeführt wird.

Der Mailänder Landwirth ging aber noch weiter. Durch fortwährendes Nachdenken und Versuchen wurden nämlich die Winterwiesen (*marcite*, *prati a marcita* oder *prati marcitorj*) erfunden, welche den ganzen Winter frisches Gras für das Hornvieh liefern und so zur Erhaltung jenes bedeutenden Viehstandes beitragen, der eine Käsebereitung liefert, welche nicht bloss den Bedarf im Lande deckt, sondern eine Ausfuhr im Werthe von jährlichen 1,200,000 Conv. Gulden bewirkt. Diese Wiesen werden so angelegt, dass das Wasser auf denselben nirgends stehen bleibt oder staut, sondern ziemlich schnell über ihre ganze Oberfläche abfliesst. Wenn daher auch die Temperatur im Winter auf mehrere Grade unter den Nullpunkt herabsinkt, wenn auch Schnee fällt, so lässt doch die Schnelligkeit des abfliessenden Wassers auf der Wiese seinen Frost nicht zu, und das Gras, welches selbst im Jänner gemäht wird, erlangt eine Höhe von 4 bis 6 Zoll. Die Wassermenge, welche eine solche Wiese zu ihrer, das ganze Jahr ohne Unterbrechung fortdauernden Bewässerung bedarf, ist, wie wir sehen werden, sehr bedeutend, allein das Produkt einer solchen Winterwiese ist auch ganz ausserordentlich. Sie wird 5 bis 8 mal des Jahres gemäht, und 1 *Pertica* gibt nach *Berra* 5965 Pfund Gras. Da 1 Mailänder *libbra grossa* von 28 Unzen = 1,3611 N. Oe. ℔, so gibt diess ein jährliches Erträgniss von 714 Zentner Gras oder 142 Zentner Heu von einem N. Oe. Joche Flächeninhalt *). Dagegen wird eine *Pertica* solcher Wiesen mit 1000 *lire Mil.* = 1000 . 17,733 kr. C. M., oder ein N. Oe. Joch mit beinahe 2600 fl. C. M. bezahlt. Auf eine solche Fruchtbarkeit werden wir in unsern deutschen Gegenden nie rechnen können, weil der strenge Winter überhaupt die Anlage solcher *Marcite* nicht zulässt; allein wie weit liesse sich der Ertrag unserer Grundstücke durch Bewässerungen ähnlicher Art erhöhen! —

§. 144.

Nebst dem Fleisse der Bewohner muss auch vorzüglich die zweckmässige Gesetzgebung als ein Mittel zur Beförderung der Wasserleitungen im Mailändischen angeführt werden. Bereits im Jahre 1216 wurden die Verordnungen in Hinsicht

---

*) Nach *Berra* gibt eine *Pertica* Winterwiese im Hornung 1049, im März 1573, im Mai 1639, im Juli 918, im September 786, oder zusammen jährlich 5965 ℔ Gras. Diess gibt für das N. Oe. Joch reducirt 714 N. Oe. Zentner Gras. Wird hievon $^3/_4$ für Wasser abgezogen, was bei dem Trocknen verdünstet, so bleiben 178,5 Zentner Heu. Da aber das im Frühjahre und Herbste gewachsene Gras viel mehr Wasser hat, als jenes vom Sommer, so kann das Erträgniss eines N. Oe. Joches Winterwiese nach den Angaben von *Berra* nur mit 142 Zentner Heu angenommen werden.

Nach *Berra* sind 135 *Pertiche* oder 15,35 N. Oe. Joch Winterwiesen hinreichend, um 50 Kühe durch 7 Monathe mit Grünfutter zu versehen.

der Benützung der Wässer von der damaligen Republik *Mailand*, wie *Pietro Verri* in seiner *Storia di Milano* anführt, in eine Sammlung gebracht. *Carl V.* liess diese Verordnungen neuerdings durchsehen, verbessern, und unter dem Titel: *Constitutiones Dominii Mediolanensis Decretis et Senatus Consultis* im Jahre 1747 bekannt machen; diese Verordnungen gelten noch gegenwärtig.

Diesen Gesetzen zu Folge ist Jedermann ermächtigt, ein Wasser, es sey nun sein Privateigenthum oder von der Regierung angekauft, über die Grundstücke eines andern zu führen, wenn dasselbe zur Bewässerung oder zum Betriebe von Mühlenwerken dienen soll; hiefür hat er nur den Werth des von der Wasserleitung eingenommenen Terrains nach Massgabe der gerichtlichen Schätzung mit Hinzufügung des vierten Theiles dieser Summe zu bezahlen, und ist ausserdem zur Unterhaltung der Wasserleitung, der Ufer und anderer zugehöriger Gebäude, so wie zur Entschädigung des Grundbesitzers für jeden andern an seinen Grundstücken verursachten Schaden verpflichtet. Der Wichtigkeit wegen wollen wir diese Verordnung, welche noch täglich gebraucht wird, aus der *Raccolta di leggi, regolamenti e discipline ad uso de' magistrati e del corpo degl' ingegneri.... Vol. I. Milano;* 30. *Dez.* 1806; *dalla stamperia reale* anführen:

Legge relativa alle spese de' lavori, ed all' amministrazione delle acque pubbliche, *del* 20. *Aprile* 1804.

Art. 52. „*Chiunque intenda derivare acque private o pubbliche leggitimamente possedute per oggetti di agricoltura o per attivazione di macchine ed opificj idraulici, può condurle pel fondo altrui, pagando il valore del terreno occupato dall' acquedotto in ragione di stima col quarto di più*, *ed obbligandosi così alla manutenzione dell' acquedotto*, *sponde*, *edificj etc. come ad indennizzare il possessore di qualunque danno può derivare al fondo istesso.*"

Auf dieses Gesetz gestützt, haben mehrere Private ihre Wässer meilenweit zugeführt, ohne einen Widerstand zu finden, wie er sich bei einer ähnlichen Unternehmung in jeder Gegend von Deutschland fortwährend darbieten würde. Möchten doch ähnliche Gesetze auch in andern Ländern eingeführt, und hierdurch der Wohlstand ganzer Nazionen eben so begründet werden, wie es in der Lombardie der Fall ist! —

§. 145.

Bevor wir zur nähern Darstellung der Lombardischen Wasserleitungen schreiten, wollen wir zuerst die Art der dort üblichen Wassermessung anführen.

In der Lombardie wird die Wassermenge, welche ein fliessendes Gewässer abführt, oder welche zur Bewässerung verwendet wird, auf ähnliche Art, wie es in Frankreich geschieht (Siehe II. Band, §. 182) durch eine Einheit ausgedrückt, die man den Wasserzoll, *l'oncia d'acqua Milanese* nennt. Diese Einheit, nach welcher alle Verträge in Hinsicht auf Bewässerungen verfasst seyn müssen, die man daher auch *oncia all' uso magistrale Milanese* nennt, ist jene Wassermenge, welche aus einer rechtwinkeligen Oeffnung hervordringt, die in ihrem Lichten 3 *Oncie* breit und 4 *Oncie* hoch ist, und über den obern Rand der Oeffnung eine Wasserdruckhöhe (*battente*) von 2 *Oncie*, demnach vom untern Rande der Oeffnung bis zum Spiegel des Druckwassers 6 *Oncie* Höhe hat. Da nun eine Mailänder Elle (*braccio di Milano*) von 12 *Oncie* = 1,882101 N. Oe. Fuss, folglich 1 *Oncia* = 1,882 N. Oe. Zoll ist, so beträgt die vorgenannte Oeffnung in ihrem Lichten gemessen 42,5 N. Oe. Quadratzoll und die Druckhöhe des Wassers über dem obern Rande derselben 3,764 N. Oe. Zoll. Eine solche *Oncia* gibt nach den, im Mailändischen hierüber angestellten Versuchen in einer Minute 2,18555 kubische Mèter Wasser, welches daher die Einheit zur Messung eines jeden fliessenden Wassers ist.

Berechnen wir diese Wassermenge nach den im II. Bande aufgestellten Grundsätzen, so muss der Zusammenziehungskoeffizient wie für kurze Ansatzröhren §. 115 mit 0,633 angenommen und die Rechnung nach §. 112, Formel (I) gemacht werden; diess gibt die Wassermenge in 1 Minute

$$= 60 \,.\, 0{,}633 \cdot \frac{2}{3} \cdot 3 \cdot \frac{1{,}882101}{12} \left\{ \frac{6 \,.\, 1{,}882101}{12} \sqrt{\frac{6 \,.\, 1{,}882101}{12}} - \frac{2 \,.\, 1{,}882101}{12} \sqrt{\frac{2 \,.\, 1{,}882101}{12}} \right\} 2 \sqrt{15{,}515}$$

$= 60 \,.\, 1{,}15316 = 69{,}18960$ N. Oe. Kubikfuss. Da nun 1 Kubikmeter = 31,66045 N. Oe. Kubikfuss, so folgt die Wassermenge, welche 1 *Oncia* in 1 Minute gibt = 2,18536 Kubikmeter. Diese genaue Uebereinstimmung mit den vorgenommenen praktischen Abmessungen enthält ein neues Belege für die Genauigkeit unserer Angaben im II. Bande über die Ausflussmengen des Wassers.

Die Mailänder *Oncia* gibt bei Annahme der angeführten Abmessungsresultate in einem Tage $24 \,.\, 60 \,.\, 2{,}18555 = 3147{,}19$ Kubikmeter = 99641 N. Oe. Kubikfuss = 461,3 N. Oe. Kubikklafter Wasser. Dagegen haben wir im II. Bande §. 182 angeführt, dass der in Frankreich zur Messung des abfliessenden Wassers angenommene Wasserzoll (*pouce de fontainier*) in 24 Stunden nur 19,1953 Kubikmeter Wasser gebe; die letztere Einheit ist daher 164 Mal kleiner als die erstere.

Es ist sehr zu wünschen, dass für die Messung des ununterbrochen abfliessenden Wassers, wie es bei einem Strome, Flusse, Bache oder einer Röhrenleitung der Fall ist, eine eigene Einheit, ein Wasserzoll festgesetzt und in allen Ländern angenommen würde. Hierzu eignet sich die Mailänder *Oncia* weit besser, als der französische Wasserzoll, weil bei der erstern die Resultate der Berechnung mit den vorgenommenen Abmessungen genau übereinstimmen, wogegen der französische *pouce de fontainier*, wie im II. Bande gesagt wurde, nach der Berechnung 18,651, nach der hierüber festgesetzten Bestimmung aber 19,1953 Kubikmeter Wasser in 24 Stunden gibt.

§. 146.

Der *Naviglio di Pavia* führt eine Wassermenge von 136 *Oncie* ab, wovon bisher beiläufig 50 *Oncie* oder täglich gegen 23000 N. Oe. Kubikklafter für die Bewässerung verwendet werden, das übrige aber in den *Ticino* bei *Pavia* abfliesst. Eine jede Schleusse hat daher einen *Scaricatore* oder steinernen Ueberfall für das zur Schiffahrt nicht benöthigte Wasser.

Vorzüglich in der Nähe von *Mailand* sind viele Mündungen (*bocche*) zur Ableitung der Wässer auf die zu beiden Seiten liegenden Grundstücke angelegt. Da zu jeder Seite des *Naviglio* auch eine Strasse hergestellt ist, so gehen die Wässer unter derselben in durchaus gewölbten Kanälen auf die im nächsten §. beschriebene Art heraus.

Zwischen der ersten Schleusse, *Conchetta* genannt und der zweiten Schleusse, welche 2996,8 *mètres* von der *Porta Ticinese* von *Mailand* entfernt ist, und den Namen *Sostegno al Lambro* oder *Conca fallata* führt, werden 24 *Oncie* Wasser an die Besitzer der angränzenden Grundstücke verkauft. Die Schiffahrt oder die Schleussung der Schiffe fordert an der *Conca fallata* weitere 28 *Oncie*; es bleiben also von den 136 *Oncie*, welche der Kanal abführt, noch 84 *Oncie* übrig, die bisher unbenützt über das steinerne Wehr abflossen!

Der Fall an dieser Schleusse, deren Bau schon im Jahre 1602 unter der damaligen spanischen Regierung begonnen wurde, beträgt vom Wasserspiegel des Oberwassers bis zu jenem des Unterwassers 4,652 Mèter, oder 14,717 N. Oe. Fuss; die abfliessende Wassermenge von 84 *Oncie* gibt in 1 Minute 84 . 2,18556 Kubikmèter, oder in einer Sekunde 96,87 N. Oe. Kubikfuss. Würde diese Kraft zum Betriebe von Wasserwerken benützt, und nimmt man an, dass nur 60 Prozent davon nutzbringend verwendet werden, so käme die Wirkung dieser Kraft $= \frac{96{,}87 \cdot 56{,}4 \cdot 14{,}717}{400} \cdot \frac{60}{100} = 121$ Pferden; eine Kraft, welche nicht bloss wegen ihrer Bedeutenheit an und für sich, sondern vorzüglich auch desshalb von hohem Werthe ist, weil sie zu allen Zeiten des Jahres wegen der immer gleichförmig zufliessenden Wassermenge im *Naviglio*, der ohnehin im Winter nie friert, gleich bleibt und wegen der Wasserverbindung dieses Punktes auf die §. 142 angeführte Weise für die Errichtung einer Industrialunternehmung noch andere Vortheile darbietet. Ueberdiess ist die *Conca al Lambro* zum Theile über den Fluss *Lambro* auf eine sehr solide Weise ganz von Stein erbaut, und sollte ja das Wasser im *Naviglio* um etwas steigen, so wird es mittelst eines zweiten *Scaricatore* in den unten quer durchgehenden *Lambro* geführt. Der bedeutende Fall von 6 *mètres* vom Oberwasser bis zum *Niveau* des *Lambro*, der fortwährend gleich hohe Wasserstand im Kanale und die zufliessende beträchtliche Wassermenge geben dieser Lokalität überdiess für im Grossen anzustellende hydraulische Versuche solche Vorzüge, die sich nicht so leicht an einem zweiten Punkte vorfinden dürften. — Die hohe k. k. Oesterr. Staatsverwaltung hat dem Herausgeber dieses Werkes unter dem 7. April 1833 die Konzession zur Benützung der Kraft dieses Wassers *in perpetuo* verliehen. Mehr hierüber in der Vorrede zu diesem Bande.

§. 147.

Der Wasserstand ist in den meisten Kanälen (*Navigli*), deren Wasser zur Bewässerung der Grundstücke in der Lombardie verwendet wird, nicht immer ganz gleich; er erhöht und erniedrigt sich nämlich um etwas, je nachdem dem *Naviglio* in den verschiedenen Jahreszeiten mehr oder weniger Wasser zufliesst. Da nun das zur Bewässerung dienende Wasser einen so hohen Werth hat, so handelte es sich vor allem um die Ausmittlung einer Vorrichtung, mittelst welcher unabhängig von dem Wasserstande im *Naviglio* eine immer gleiche Wassermasse durch die, im §. 145 angeführte Oeffnung für eine oder mehrere *Oncie* ausfliesst. Diese Vorrichtung wurde schon vor langer Zeit von den Mailänder *Ingegneri* angegeben und findet sich in mehreren Schriften, vorzüglich aber in folgender deutlich beschrieben: *Descrizione del modo, con cui sono formate le bocche, che estraggono acqua dalli Navigli di Milano, fatta da F. B. Ferrari, edizione 2da, Milano* 1823.

Auf der 83. Tafel erscheint diese Vorrichtung Fig. 11 im Längendurchschnitte und Fig. 12 im Grundrisse. Der Wasserspiegel des *Naviglio*, woraus das Wasser geleitet werden soll, ist mit u v bezeichnet. In der Richtung seines Ufers werden zwei rechtwinke- Fig. 11. Tab. 83.

Fig. 11. und 12. Tab. 83. lige Säulen a t von Stein senkrecht aufgestellt, die so weit von einander abstehen, als die Breite der Wassermündung (*bocca d'acqua*) betragen soll. Zwischen diese Säulen wird das Thor oder Schutzbret, in der Lombardie *Paradora* genannt, eingesetzt und so bearbeitet, dass es sich in den Rinnen dieser Säulen gut schliessend auf und ab bewegen kann. Die Säulen a t sind in die steinerne Schwelle oder den Bodenstein t (*soglia di pietra*) eingelassen, dessen Oberfläche mit dem Boden des *Naviglio* zusammenfällt. An die Säulen a t ist ein gedeckter Kanal, *tromba coperta, calice* oder *castello* genannt, angebaut; er besteht aus zwei parallelen Mauern o p von 10 *braccia* (18,82 N. Oe. Fuss) Länge, die aber um das Stück m o = 5 *Oncie* von der Oeffnung zurückstehen; die Höhe dieser Mauern richtet sich nach dem Bedürfnisse; auf ihnen ruht das Gewölbe e, welches den ganzen Kanal deckt. Von der Schwelle t wird ein horizontaler Boden t h bis zum Ende der Wände o p gelegt und in h eine erhöhte Mauer h g in der Form einer Stuffe von 8 *Oncie* Höhe aufgeführt.

In g wird die im voraus festgesetzte Mündung (*bocca*) für das Ausströmen des Wassers angebracht; sie besteht aus einem einzelnen Stein, in welchem eine rechtwinkelige Oeffnung angebracht ist, deren Höhe im lichten immer g f = 4 *Oncie*, die lichte Breite q q aber eben so gross als die Oeffnung m m zwischen den Säulen a t ist, und sich nach der Menge des abzuleitenden Wassers richtet. Soll nämlich eine *Oncia* Wasser abgeleitet werden, so muss die Oeffnung q q = m m = 3 *Oncie* = 5,65 N. Oe. Zoll, bei einer doppelten Wassermenge muss sie 2.3 *Oncie* = 11,29 N. Oe. Zoll breit seyn u. s. w. Die Oeffnung f g in dem Steine wird überdiess ringsum mit Eisen verkleidet, und man nennt sie den *modulo* oder *modello*. Der Boden des gedeckten Wasserkanales t h ist gemauert und entweder horizontal von t nach h, oder auch wohl aufsteigend nach der Linie t g gezogen; im letztern Falle gibt es dann keine Stuffe g h.

Hinter der Schütze, welche sich in den Säulen a t bewegt, liegt nach der Quere des Kanales ein Stück Stein n in einer Höhe von 12 *Oncie* über der Schwelle t, nämlich in gleicher Höhe mit dem obern Rande f des *modulo*. Auf diesem Steine n ruht eine Mauer, die den ganzen hohlen Raum des gewölbten Kanales nach vorne schliesst; diese Mauer steht jedoch um etwas von der Schütze am *Naviglio* ab, so dass ein schmaler, ganz freier Raum b, in welchen also die äussere Luft zutreten kann, übrig bleibt. Unter dem Gewölbe e wird dann ein Oberboden c d entweder von flachen Steinen oder von sehr gut zusammengefügten Bretern gemacht, der 14 *Oncie* über der Schwelle t genau horizontal liegt, so dass die Abstände f d, n c gerade 2 *Oncie* betragen. Dieser Oberboden heisst der todte Himmel, *cielo morto*. Endlich wird auch über den *modulo* eine Mauer aufgeführt, die den ganzen hohlen Raum des Gewölbes schliesst.

An den gedeckten Kanal und den *modulo* ist ein anderer offener Kanal r r s s, *tromba scoperta* angebaut; er ist ebenfalls ganz gemauert und 9 *braccia* (16,9 N. Oe. Fuss) lang. Seine Wände r s sind senkrecht und von der innern Lichte des *modulo* in r um 2 *Oncie* entfernt; sie laufen etwas schief auseinander, so dass sie in s um 3 *Oncie* weiter als in r von einander abstehen. Der Boden dieses Kanales liegt in i eine *Oncia* tiefer, als der untere Rand des *modulo* und neigt sich bis zu seinem Ende in l noch um eine *Oncia*. Ueber der Linie s s hinaus tritt dann das Wasser in die freie Verfügung der Nutzniesser über.

§. 148.

Fig. 11. und 12. Tab. 83.

Diese Beschreibung erklärt hinlänglich die Vorrichtung, mittelst welcher aus den Lombardischen *Navigli* die Wässer in einer bestimmten oder festgesetzten Quantität abgeleitet werden. Wird nämlich die hölzerne Schütze zwischen den Säulen a t aufgezogen, so stürzt das Wasser in den Raum des gedeckten Kanales mit einer Geschwindigkeit, die der Höhe desselben im Kanale entspricht, es wird aber in seiner Bewegung durch die Stuffe h g oder schiefe Fläche t g von 8 *Oncie* (= h g) Höhe gehemmt; es muss sich also erhöhen, um aus der Oeffnung des *modulo* ausströmen zu können. Nachdem sich das Wasser so weit erhöht hat, bis es den bedeckten Kanal bis an den todten Himmel c d ausfüllt, so bleibt innerhalb dieses Kanales kein leerer Raum und Zutritt für die äussere Luft; es kann aber auch keine unruhige Bewegung in dem auf diese Art abgeschlossenen Wasser eintreten; dem letztern bleibt daher kein anderer Raum sich zu erheben, als in der schmalen Oeffnung b.

Wir sehen hieraus, dass das Wasser sich nothwendig über die Schwelle und in dem Raume b um 14 *Oncie* erheben und die zugehörige Wassermenge durch die Mündung f g ausfliessen müsse, indem der lichte Raum des *modulo* mit 2 *Oncie* Druckhöhe bedeckt ist; es liegt nämlich der untere Rand g des *modulo* um 8 *Oncie* höher als die Schwelle t, die lichte Höhe g f der Oeffnung dieses *modulo* beträgt 4 *Oncie*, und 2 *Oncie* der Wasserstand (*battente*) ober derselben.

Man begreift nun sehr leicht die Art, wie man eine solche Vorrichtung braucht, und wie durch die Mündung f g immer die gehörige Wassermenge fliesst, das Wasser im *Naviglio* mag sich um wie viel immer erhöhen. Steht nämlich das Wasser in dem letztern nur 14 *Oncie* hoch über der Schwelle, so zieht man die Schütze zwischen den Säulen a t auf und lässt die Mündung ganz offen. Ist jedoch das Wasser im *Naviglio* höher, so lässt man diese Schütze so weit herab, bis der Wasserspiegel hinter derselben in b nur wieder 14 *Oncie* Höhe hat. Auf diese Art erniedrigt oder erhöht man die Schütze bei dem Steigen oder Fallen des Wassers im *Naviglio*, so dass immer nur ein Wasserstand von 14 *Oncie* bei b vorhanden ist. Diese praktische Operazion lässt sich ohne Anstand mit der gehörigen Genauigkeit vornehmen. Die Wassermenge, welche durch den *modulo* fliesst, wird dann in allen Fällen gleich seyn, den einzigen Fall ausgenommen, wo das Wasser im *Naviglio* nicht 14 *Oncie* hoch steht, wo man also auch bei dem völligen Aufziehen der Schütze nicht die hinreichende Druckhöhe erhält; diess kann bei anhaltender Trockniss, wo die Zuflüsse in die *Navigli* sich verringern, allenfalls eintreten, ist aber bei den Lombardischen *Navigli* aus den bereits angeführten Ursachen nur selten der Fall.

Wir bemerken noch zum Ueberflusse, dass der Zweck der Decke oder des todten Himmels c d darin besteht, die Wellenbewegung des Wassers vor dem *modulo* zu hemmen und da der ganze Raum t n f g von allen 4 Seiten geschlossen und frei von Luft ist, so muss auf diese Art eine Wasserdruckhöhe entstehen, die jener des stillstehenden Wassers möglichst nahe kommt.

Zum Aufziehen und Herablassen der Schützen sind in der Lombardie eigene Aufseher (*custodi*) aufgestellt, deren ganzes Geschäft übrigens darin besteht, zu wachen, dass die Wasserhöhe hinter der Schütze bei b jederzeit genau 14 *Oncie* betrage.

Endlich muss noch erinnert werden, dass hier die Wasserstandshöhe in dem *Naviglio*, oder u t mit 14 *Oncie* = 26,3 N. Oe. Zoll angenommen erscheint, weil diess die gewöhnliche Wassertiefe ist, welche die *Navigli*, wenn sie zur Schiffahrt dienen, benöthigen.

§. 149.

Der ausserordentliche Vortheil, welcher für die Kultur des Bodens bei Bewässerung der Wiesen und Aecker entsteht, hat den Werth des Wassers in der Lombardie sehr erhöht, und es ist daselbst ein Gegenstand fortwährender Käufe und Verkäufe geworden. Viele vermögliche Personen leben bloss von dem Ertrage, welchen ihnen der Verkauf des Wassers aus einem oder mehreren Wassergräben (*roggie*), die hier meist, und zwar auf Längen von mehreren Meilen in steinernen Gerinnen geführt sind, liefert; sie haben das Recht auf dieses Wasser ursprünglich entweder aus den, dem Staate zugehörigen *Navigli* durch Kauf erworben, oder das bereits auf den Grundstücken zur Bewässerung verwendete Wasser aufgefangen, oder auch Quellen aufgedeckt, indem bedeutende Strecken Erdreichs rings um dieselben aufgegraben und so der Abfluss des Wassers befördert wurde. Das letztere Wasser enthält zwar keine befruchtenden Theile, allein es ist zur Bewässerung der Wiesen im Winter vorzüglich geeignet, weil es bei dem Herausquellen aus der Erde gewöhnlich 10° *Reaumur* oder mehr Wärme anzeigt, demnach hinreichend ist, um das Frieren auf der Wiese zu verhindern. Wie wir bereits bemerkten, wird auch eine, obgleich geringere Wassermenge durch Schöpfräder in höher liegende Rinnen und Behälter geleitet.

Alles auf eine oder die andere Art gewonnene Wasser wird entweder nach *Oncie* in der Art verkauft, dass der Zufluss desselben ununterbrochen bei Tag und Nacht während des ganzen Jahres Statt findet, oder der Verkauf gibt nur die Berechtigung, eine oder mehrere *Oncie* Wasser während einigen Tagesstunden entweder nur vom Frühjahre bis zum Herbste, welche Zeit hier vom 25. März bis 8. September gerechnet wird, oder auch während des ganzen Jahres in den festgesetzten Stunden zu benützen. In dem ersten Falle, wo eine *Oncia* aus den *Navigli* für immerwährende Zeiten verkauft wird, ist der Preis 14,000 bis 20,000 *Lire*, oder gegen 6000 fl. C. M., welche Summe daher als Kapitalsbetrag für eine *Oncia* Wasser oder für einen täglichen Zufluss von 461,3 N. Oe. Kubikklafter Wasser anzusehen ist. Wird eine *Oncia* Wasser beständigen Zuflusses verpachtet, so beträgt der jährliche Pachtschilling die 4% Zinsen von diesem Kapitale, oder 560 bis 800 *Lire*. Jene Wässer, welche aus einer Stadt abfliessen, und in welche die Abzugskanäle derselben münden, wie es bei der *Vettabbia* in *Mailand* der Fall ist, werden noch weit höher angeschlagen. Ueberhaupt ist immer der Kaufpreis der Wässer oberhalb einer Stadt geringer, als jener unterhalb derselben.

Der Pachtschilling der bewässerten Wiesen steigt aber auch in diesem Verhältnisse. Während nämlich für eine *Pertica* trocken gelegener Wiese jährlich nur 6 bis 10 *Lire Mil.* (für 1 N. Oe. Joch im Mittel 20 fl. 47 kr., da 1 *Lira Mil.* = 17,733 kr. C. M.) Pachtschilling gezahlt wird, beträgt derselbe bei einer bewässerten Wiese, je nach der Wassermenge, über welche man verfügen kann, 20 bis 40 *Lire*. Der Kaufpreis einer *Pertica* Winterwiese steigt daher bis zu 1000 *Lire Mil.*, welches gegen 2600 fl. C. M. für 1 N. Oe. Joch beträgt.

§. 150.

Die Wassermenge, welche zur Bewässerung der Wiesen erfordert wird, ist sehr verschieden. Nach den Erfahrungen, welche dem Herrn Gubernialrath

Burger von den erfahrensten Mailänder Landwirthen angegeben wurden, kann man mit einer *Oncia* Wasser bei beständigem Zuflusse ungefähr 43 *Pertiche* einer sandigen und nicht sehr regelmässigen Wiese, oder 36 *Pertiche* Ackerland bewässern. Diess gibt im ersten Falle 4,889 und im zweiten 4,093 N. Oe. Joch. Da nun 1 *Oncia* bei beständigem Zuflusse nach §. 145 in 24 Stunden 99641 N. Oe. Kubikfuss Wasser liefert und hiermit im ersten Falle $4,889 . 1600 . 36$ Quadratfuss bewässert werden, so findet man die Wassermenge W für 1 Quadratfuss aus der Proporzion: $99641 : 4,889 . 1600 . 36 = W : 1$ und $W = 0,354$ Kubikfuss; es ist also die tägliche Irrigazionshöhe der Wiese in diesem Falle $= 12 . 0,354 = 4,25$ Zoll. Auf gleiche Art findet man für den zweiten Fall die tägliche Irrigazionshöhe $= 5,08$ Zoll.

Winterwiesen brauchen viel mehr Wasser und es können mit einer *Oncia* bei beständigem Zufluss nur 8 *Pertiche* = 0,910 N. Oe. Joch bewässert werden, wenn die Zuleitungskanäle in der ganzen Länge der Wiese ohne Unterbrechung fortlaufen. Wird aber das Wasser in seinem Laufe gestaut oder durch einen Quergraben aufgefangen und neu ausgeleitet, so langt man damit für 12 bis 20, oder für beiläufig 16 *Pertiche* = 1,819 N. Oe. Joch aus. Der erste Fall gibt eine tägliche Irrigazionshöhe von 22,81 Zoll, der zweite Fall aber 11,41 Zoll.

Diesen Erfahrungen zu Folge erscheint die zur Bewässerung benöthigte Wassermenge allerdings ungeheuer gross, indem nach unsern Beobachtungen die jährliche Irrigazionshöhe, oder die Höhe des Regens und geschmolzenen Schnees in den meisten Gegenden von Deutschland alljährig nur 2½ bis 3 Fuss beträgt; eine Mailänder Winterwiese würde also in dem angeführten zweiten Falle in 3 Tagen eben so viel Wasser erfordern, als bei uns der Regen während einem ganzen Jahre beträgt. Zur Aufklärung hievon muss aber bemerkt werden, dass die angegebene bedeutende Wassermenge in der Lombardie zwar allerdings auf die Wiesen gelangt, dass jedoch der bei weitem grössere Theil derselben, nachdem er die Wiese ganz überronnen hat, sich wieder in den Abflussgräben (*scolatori*) an dem untern Theile derselben sammelt, und von da zur Bewässerung anderer Grundstücke weiter geleitet wird. Die Mailänder Landwirthe halten es für vortheilhafter, wenn eine den Bedarf überschreitende Wassermenge eine Wiese oder Feld überrinnt, und das nicht absorbirte Wasser wieder abfliesst, als wenn nur gerade so viel zufliesst, als das Erdreich einsaugt; im ersten Falle bleibt nämlich das Wasser weit frischer.

§. 151.

Wir kommen nun zur nähern Beschreibung der Art, wie die Winterwiesen im Mailändischen angelegt werden. Wenn auch bei uns in Deutschland keine solche Winterkultur wegen des rauheren Klima eingeführt werden kann, so lässt sich doch dasselbe Verfahren auch bei der Anlage unserer Wiesen anwenden, und es verdient in der That wegen seiner Vorzüglichkeit allgemein bekannt zu werden.

Das *Terrain* einer Winterwiese muss immer mit der grössten Kunst und Genauigkeit geebnet und vorgerichtet werden, damit das Wasser weder darauf stehen bleibe, noch darüber zu rasch abfliesse; die ganze Oberfläche derselben muss an jedem Punkte auf einerlei Art bewässert werden, und das Wasser muss sich fortwährend und gleichförmig das ganze Jahr darüber bewegen. Durch eine solche angemessene Bewegung wird, wie wir bereits bemerkten, die Wirkung des Frostes auf den Wiesen im Winter vermindert. Zu diesem Zwecke wird die ganze Wiese in mehrere sanft geneigte Flächen oder Beete (*piane* oder *ale*) eingetheilt, und der Zuleitungskanal oder Hauptwassergraben (*roggia adacqua-*

trice oder *fossa maggiore*) in dem höchsten Theile, von demselben aus aber die Wasser- oder Seitengräben (*roggette* oder *fossatelle maestre*) in der Art angelegt, damit die Wässer sich gleichförmig auf der ganzen Fläche aller Beete vertheilen. Der erstere bildet, so zu sagen, den Stamm, die Wassergräben aber die Zweige des Bewässerungssystems.

Um ein Feld zu einer Winterwiese umzuwandeln, muss es das Jahr vorher von allem Gesträuche gereinigt, einigemal geackert, und der Boden gehörig bearbeitet werden *). Das geackerte Feld bleibt bis Anfangs Jänner liegen, wo sodann die weitern Arbeiten beginnen, im Falle nicht die Erde noch etwa gefroren oder zu nass sey. Diese Arbeiten werden eigenen Wasserleitern (*guardiani d'acque* oder *campari* genannt) übertragen, da dieselben durch ihre fortwährende Ausübung die gehörige Leitung und Abwägung des Wassers gewöhnlich recht wohl verstehen.

Zuerst wird die Länge der Beete im Verhältnisse zu ihrer Breite, die gewöhnlich 9 oder 10 *braccia* (17 bis 19 Fuss) nicht überschreitet, bestimmt, und die Richtung der Wassergräben mit Absteckpflöcken (*paletti* oder *biffe*) so wie auch die Richtung der Abflussgräben bezeichnet. Je schmäler die Beete sind, desto leichter wird es gelingen, sie so zu bearbeiten, dass sich keine Unebenheiten vorfinden; es werden in diesem Falle zwar mehr Wassergräben nothwendig, demnach auch mehr Bodenfläche hiefür verwendet, allein diess wird reichlich durch den höhern Ertrag der vollkommenern Anlage ersetzt. Das Feld wird nun abermal gepflügt, geeggt und alle Erdschollen zertheilt; diese Operazionen werden Ende Februar oder Anfangs März wiederholt, jedoch immer zu einer Zeit, wo der Boden weder zu nass, noch zu trocken ist, und sich möglichst leicht zertheilen lässt. Bei dem Pflügen ist als wesentlich zu bemerken, dass der Ackersmann um die Absteckpflöcke, welche die Lage der Wassergräben bezeichnen, herumackern muss, wobei er den Pflug so neigt, dass die Erde gegen diese Gräben umgestürzt wird, und so die Beete die zu beiden Seiten des Wassergrabens erforderliche Neigung anzunehmen anfangen **).

Ist der Boden auf diese Art gehörig gereinigt, und möglichst gut zerkleinert, so wird der Zuleitungskanal oder Hauptwassergraben gezogen, im Falle diess noch nicht geschehen ist. Derselbe läuft immer längs dem erhabensten Theile des Feldes fort, er soll, so weit es möglich ist, gerade fortgezogen werden und seine Wände die erforderliche Böschung erhalten, um der Gewalt des Wassers gehörig zu widerstehen; endlich muss sein Querschnitt der abzuführenden Wassermenge angemessen seyn. Nach Beendigung des Hauptgrabens werden die Nebengräben (*roggette*) ausgehoben. Man spannt nämlich zu jeder Seite ihrer Weite eine Schnur, *tracirt* mit einer Stichschaufel beide Umfangslinien auf dem Boden und hebt dann die Erde aus. Diese Gräben, deren jeder zur Bewässerung eines Beetes dient, müssen der Grösse desselben angemessen seyn; sie werden gewöhnlich 9 oder 10 *Oncie* (18 Zoll) breit und 5 bis 6 *Oncie* (10 Zoll) tief angelegt. Die Erde, welche man bei ihrer Aushebung gewinnt, wird zu beiden Seiten herausgeworfen, um den schiefen Ebenen der Beete die gehörige Erhöhung zu geben.

---

*) Da es viele unserer Leser interessiren dürfte, das Detail dieser Operazionen näher kennen zu lernen, so wollen wir dieselben hier beifügen. Soll ein Acker in eine Winterwiese umgestaltet werden, so müssen bereits das Jahr vorher alle Bäume ausgerottet, und der Grund von Dornen und Gesträuch gereinigt werden; im Monate April wird das Feld gut gedüngt, gepflügt und türkischer Waizen gesäet. Der letztere wird dann mehreremale gejätet, um alles Unkraut, so oft es wächst, zu vertilgen. Nach der Fechsung des türkischen Waizens werden die Stengel ausgerissen, das Feld wieder von allem Unkraute befreit, und die Erde nochmals vor dem Winter umgestürzt, um auf diese Art alle Gräser, welche noch darin geblieben sind, zu entwurzeln und den Boden gehörig aufzulockern.

**) Drei Ackerungen genügen, wenn der Boden leicht und sandig ist, in einem steinigen oder zähen Boden muss man aber diese Arbeit noch mehrmal vornehmen; die gehörige Auflockerung des Bodens, welcher zu einer Wiese verwendet werden soll, ist immer als eine wesentliche Arbeit zu betrachten. Enthält das Feld sehr viel Unkraut (*triticum repens*), so muss die Ackerung im Juli und August vorgenommen, und alle Wurzeln durch Tagelöhner mehreremale ausgejätet werden. Ohne dieser Sorgfalt würde der später gesäete Klee und das englische Raygras nicht gerathen, und von dem Unkraute gleichsam erstickt werden.

Häufig ist die natürliche Lage der Felder nicht von der Art, dass bloss ein Zuleitungskanal über der ganzen Länge des Grundstücks ohne Vornahme bedeutender Erdarbeiten angelegt werden kann; in einem solchen Falle werden in dem Zuleitungskanale je 30 oder 40 *braccia* entfernt, oder eigentlich, wo es die Unebenheit des Bodens erfordert, Schützen oder Schwellbreter angebracht, mittelst welcher das Wasser aufgehalten, und von Strecke zu Strecke auf den unterhalb liegenden, für sich gehörig planirten Theil der Wiese geleitet wird. Bezeichnet BE, Fig 13 bis 15 den Zuleitungskanal, so lassen sich in AD und in CF solche Schützen anbringen, die dann auf die gehörige Höhe aufgezogen werden, damit das Wasser durch die, unter dem Schwellbrete bleibende Oeffnung von dem Graben EF nach CD und von da nach AB gelangt, wobei es aber in einem jeden solchen Theile eine verschiedene Höhe oder *Niveau* annimmt. Ein jedes Stück EF, CD, AB bewässert dann den unterhalb gelegenen Theil der Wiese. Durch diese zweckmässige Einrichtung werden jene bedeutenden Planirungskosten erspart, welche bei der Zurichtung eines unebenen Grundstückes nothwendig entstehen würden. Es leuchtet von selbst ein, dass die Oeffnungen in den Schützbretern ungleich seyn müssen; ist z. B. jene bei E vier *Oncie* breit, so wird jene bei F nur etwa 3 und jene bei D nur etwa 2 *Oncie*, oder überhaupt eine solche Breite erhalten, bis das Wasser von einer Mündung zur andern langsam fortfliesst und die ganze Oberfläche der Wiese gleichförmig bewässert.

Fig. 13. bis 15. Tab. 83.

Auch in den Wassergräben (*roggette*), welche von dem Hauptkanal ausgehen, werden solche Schützbreter in g, g unter AD angebracht, wenn das *Terrain* in der Linie a a''' zu viel Abfall hat, demnach die Wiese auch in dieser Richtung in drei oder mehr ungleich hoch liegende Flächen getheilt wurde. Manchmal pflegt man statt solcher Schützen das Wasser in einer schmalen gekrümmten, hölzernen oder steinernen Rinne mn, Fig. 14 zu leiten, wodurch es in seiner Bewegung gehemmt und gestaut wird.

Die Wassergräben, welche von dem Hauptkanal EB auslaufen, müssen nie bis zu dem Abzugsgraben GH reichen, in welchen am Ende des Feldes alle Wässer zusammenlaufen und dann wieder weiter abfliessen. Damit nämlich ein Wagen behufs der Gras- und Düngerführung von einem Beete zum andern gelangen könne, müssen die Wassergräben in d, d, . . . 4 oder 5 *braccia* von GH entfernt bleiben. Die Bewässerung dieses kleinen Raumes wird dann mittelst einiger ganz kleiner Gräben hergestellt.

§. 152.

Sind alle Gräben ausgehoben, so muss die Erde von den zu hoch gelegenen Stellen weggenommen, und auf die niedern gebracht werden. Ein erfahrener Wasserleiter wird mit einem Blicke bald bemerken, wo die Erde wegzuführen, und wohin sie abzulegen kommt. Auch pflegt man, um sicher zu gehen, sobald der Zuleitungskanal und die Wassergräben ausgehoben sind, das Wasser mittelst derselben auf die Wiese zu lassen, wo sich dann bald zeigt, welche Arbeiten noch nothwendig sind. Zum Transporte der Erde auf grössere Entfernung pflegt man sich im Mailändischen einer Maschine, welche *raggia* Fig. 1. Tab. 86. genannt wird und Fig. 1 abgebildet erscheint, zu bedienen. Vor dem Gebrauche dieser Maschine muss jedoch die Strecke, wo Erde wegzuführen ist, mit dem Acker gut aufgelockert werden, damit die Maschine sich leicht mit Erde füllen könne, und keine grössere Zugkraft als zwei Ochsen zu ihrem Betriebe erfordert werden.

Diese Maschine besteht aus 2 Pfosten a b h c und h c d g, welche mittelst der Seitentheile a c d und b f g h so verbunden sind, dass das Ganze die Gestalt einer Mulde annimmt. Die Länge ist $ab = ch = dg = 2$ *braccia* $= 3^3/_4$ Fuss, die Höhe $ac = bh = 8$ *Oncie* $= 15$ Zoll und eben so gross ist die Breite $dc = gh$. Das Ganze ist gehörig mit Eisen beschlagen und bei f zu jeder Seite ein Haken angebracht, in welchem eine Kette und in der Mitte derselben eine andere Kette für die Befestigung der Wage der Zugthiere angehängt wird. Die Länge der Leitstange ist $ei = 3$ *braccia* $= 5{,}6$ Fuss und ihre Dicke $= {}^3/_4$ *Oncie* $= {}^7/_8$ Zoll. Am untern Theile läuft das 2 *Oncie* $= 3\ {}^3/_4$ Zoll breite Beschläg von g nach d fort, und ragt beiläufig um ${}^1/_8$ *Oncia* $= {}^1/_4$ Zoll vor, um auf diese Art die Erde gleichsam abschneiden zu können, und um zugleich bei dem Fortziehen der Maschine ihre schnelle Abnützung auf dem Boden zu vermeiden. Bei dieser Maschine müssen vorzüglich die Haken f zweckmässig angebracht werden, damit ein Gleichgewicht in ihrer Bewegung bewirkt werde, und die Fortschaffung derselben den Zugthieren weder zu schwer, noch auch dem Landmanne ihre Handhabung zu anstrengend werde. Ist nun der Boden, wie wir oben bemerkten, bereits aufgelockert, und die Maschine befindet sich an dem Orte, welcher erniedrigt werden soll, so hebt der Landmann die Leitstange etwas und drückt mit Gewalt die untere Fläche c d g h in den Boden, worauf sich die Maschine, ohne dass die Bewegung der Zugthiere viel vermindert wird, sogleich mit Erde füllt, die dann bis zu dem gehörigen Orte geschleppt wird. Dort angelangt lässt der Landmann die Leitstange bei i aus und behält bloss den Strick bei k in der Hand; in dem Maasse, als dieser Strick schlapp wird, entleert sich die Maschine nach und nach und verbreitet auf diese Art die Erde gleichförmig am Boden.

Durch diese Manipulazion wird die Planirung des *Terrains* im Groben vorgenommen worauf dann die Arbeiter mit grösserer Sorgfalt den Beeten die gehörige Neigung geben. Wie wir bereits bemerkt haben, darf die Neigung der Beete weder zu gering seyn, weil sich das Wasser dort ansammeln würde, noch auch zu steil, weil es sonst zu schnell abläuft. Im Allgemeinen sind 3 oder 4 *Oncie* (6 bis 8 Zoll) für die Seite eines Beetes hinlänglich, da das Wasser bei diesem Gefälle eine hinlängliche Bewegung erhält, und wenn die Wiese gedüngt ist, die befruchtenden Theile des Düngers nicht fortgeführt werden. Die Beete in einem lehmichten Boden fordern aber eine grössere Neigung.

Ist die ganze Anlage auf diese Art beendigt, so werden alle Beete neuerdings geackert, da der Boden durch die Tritte der Menschen und Thiere oftmals so fest wird, dass die zarten Wurzeln der Gräser nicht gedeihen könnten. Man säet nämlich nach dieser Ackerung Hafer, englisches Raygras (*lolium perenne*, von dem Mailändern *lojessa* genannt) und dann rothen Klee (*Bromus mollis*) in das Feld *) worauf dasselbe mit einem schweren Zylinder, *borlone* genannt, der aus Stein oder einem schweren Holzstück besteht, überfahren wird. Indem man diesen Zylinder durch die Zugthiere über jede Seite eines Beetes ziehen lässt, wird das Ganze vollkommen geebnet, wobei aber zu bemerken, dass die Arbeit, wenn der Boden nass ist, nicht vorgenommen werden soll, weil die Saat mit der Erde an dem Zylinder ankleben, auf solche Art viele Stellen unbesäet bleiben würden, und man im Herbste neuerdings nachsäen müsste.

Fig. 13. Tab. 83.

Die kleinen Abflussgräben werden zur Bequemlichkeit des Ackerns erst nach der Aussaat angelegt; ihre Weite überschreitet nicht 6 *Oncie* (11 Zoll), ihre Tiefe 4 oder 5 *Oncie* (7,5 oder 9,4 Zoll). Es müssen aber diese Abzugsgräben, welche in den Hauptabflussgraben GH einmünden, so gemacht werden, dass der Zugang der Wägen, wie wir schon früher bemerkten, nicht erschwert sey.

Wer keinen Ueberfluss an Wasser hat, oder wegen der zu grossen Ungleichheit des *Terrains* Schützbreter längs den Wassergräben, wie wir schon oben sagten, anbrachte, muss die Wiese auf die Fig. 13 dargestellte Art zurichten. Wenn also die Abflussgräben ausgehoben werden, so müssen gleichfalls schief durch die Wiese die Gräben cd, cd, *reciapp* genannt, hergestellt werden, damit das Wasser, nachdem es die obere Hälfte der Wiese benetzt hat, von neuem aus den obern Abflussgräben cc, cc in die untern Wassergräben dd, dd gelange und von dort aus wieder den niedriger gelegenen Theil der Wiese bewässere.

Fig. 14.

Wenn das Feld sich durch eine sehr grosse Strecke mit einer bedeutenden Neigung ausdehnt, und die Beete zu lang würden, so kann man dasselbe in zwei oder mehr Ebenen theilen, und die Planirung so vorrichten, dass die Abflussgräben des obern Theiles in die Bewässerungsgräben des niederer liegenden einmünden, wie diess Fig. 14 dargestellt ist. Die Abflussgräben ii in dem obern Theile der Wiese münden in gerader Richtung in die Bewässerungsgräben ll der untern Wiese. Diese Einrichtung nennen die Mailänder *a maschio e femmina*.

Fig. 15.

Wer im Gegentheile Wasser in grosser Menge besitzt, und nur wenig Wiesen hat, kann zur Erleichterung der Bewässerung (Fig. 15) gegen das Ende der höher gelegenen Wiese einen grossen Abflussgraben IL ausheben; dieser Graben nimmt dann alles Wasser, welches den obern Theil der Wiese bereits benetzt hat, auf, und dient zu gleicher Zeit als Bewässerungskanal für den untern Theil der Wiese.

§. 153.

Die Fig. 13 bis 15 enthalten die gebräuchlichsten Arten, um bewässerbare Wiesen anzulegen. Mit Bezug auf die bereits gegebenen Erklärungen sehen wir, dass (Fig. 13) das

---

*) Ist die letzte Ackerung beendigt, so wird sogleich Hafer gesäet, 1¼ *stajo* pr. *Pertica*, hierauf wird der Grund geeggt, und englisches Raygras, zuletzt aber Klee gesäet. Von der *lojessa* reicht ¼ *stajo* oder 10 *Oncie* Gewicht, da der Saame hievon sehr leicht ist, hin. Vom Klee werden beiläufig 30 *Oncie* oder 1/16 *stajo* benöthigt. Da 1 *moggio* = 8 *stara* = 2,3767 N. Oe. Metzen, 1 *libbra grossa* von 28 *Oncie* = 1,3611 N. Oe. Pfund ist, so gibt diess für 1 N. Oe. Joch berechnet 3,3 Metzen Hafer, 0,65 Metzen oder 4,3 ℔ englisches Raygras, und 0,16 Metzen oder 12,8 ℔ Klee.

Fig. 13. bis 15. Tab. 83. Wasser in den Hauptzuleitungsgraben AB bei A eintritt, und im Falle sich in B eine Schütze befindet, in die Bewässerungsgräben aa′, aa″, aa‴ fliesst. Da es in a′, a″, a‴ im Fortströmen aufgehalten wird, so überrieselt es zu beiden Seiten und nach der ganzen Länge der Gräben die Beete oder schiefen Flächen b, b, ... Das Wasser sammelt sich hierauf in den Abzugsgräben cc, cc, aus welchen es in die untern Bewässerungsgräben dd, dd gelangt. Da diese auf dem höchsten Punkte der untern Wiesenbeete fortlaufen, so wird das Wasser über die Ränder dieser Beete, so wie es bei den obern Beeten der Fall war, sich verbreiten, und die Flächen e, e.... bewässern. Es fällt nun in die Abzugsgräben ff′, ff″, die in den grossen, gemeinschaftlichen Abzugskanal GH münden. Die Dreiecke aca, aca oder jener Theil der Wiese längs des Hauptzuführungsgrabens, der von den Bewässerungsgräben aa′, aa″ kein Wasser erhalten kann, wird durch jenes bewässert, das man aus dem Hauptkanal dadurch überfliessen macht, dass man ein Stück Bret bei der Mündung des Bewässerungsgrabens anbringt, und mittelst desselben das Wasser im Hauptkanal etwas höher spannt. Die untern Dreiecke f′df″ werden durch das Wasser befeuchtet, welches aus dem Ende der Bewässerungskanäle dd, dd übergeht.

Es ist einleuchtend, dass bei dieser Anlage (Fig. 13) die Ränder der Bewässerungsgräben aa′, aa″ nach ihrer ganzen Länge völlig horizontal angelegt werden müssen, wenn die Wiese allenthalben gleichförmig bewässert werden soll. Der Bewässerungsgraben aa‴ ist aber durch zwei Schützen, oder auch durch Verengungen des Raumes in g, g in drei Theile getheilt, deren jeder eine verschiedene Höhe des Wasserspiegels hat, so wie ihn die Neigung des Bodens fordert. Das Wasser, welches reichlicher zufliesst, als zur Bewässerung des obern Theiles der Beete erforderlich ist, tritt durch die kleine, im Vorsteckbrete angebrachte Oeffnung, oder durch die Verengung des Bewässerungsgrabens selbst, in die untern Theile dieses Grabens, und bildet dadurch drei Ebenen, wovon die zweite niederer, als die erste, und die dritte niederer, als die zweite liegt.

Fig. 14 stellt die zweite Art der Anlage der Wiesen im Mailändischen dar. Das Wasser tritt in den Hauptzuführungsgraben CD bei C ein, und fliesst in die Bewässerungsgräben hh′, hh″, sobald die Schütze D gesperrt ist. Die Beete des obern Theiles der Wiese werden hier eben so, wie in der vorigen Fig. bewässert, allein die Abzugsgräben ii, ii führen das Wasser gerade in die Bewässerungsgräben ll, ll, ohne dass sie wie Fig. 13, schief durch das Beet gezogen wurden. So wird auch der obere Theil der Wiese längs des Hauptzuführungsgrabens durch einen kleinen Wassergraben bewässert, der mit dem erstern parallel gezogen ist, und das nöthige Wasser aus demselben mittelst einer, in ihm gemachten kleinen Oeffnung erhält. Endlich wird man eine Veränderung in den Schützen, oder vielmehr Verengungen m, m des Bewässerungsgrabens hh″ bemerken, indem der Uebergang des Wassers von einem Theile dieses Grabens zum andern, nicht wie in Fig. 13 mittelst der geraden Oeffnungen g, g, sondern durch den schmalen, krummen Kanal n, n geschieht.

Fig. 15 stellt die dritte Art der Wiesenanlage im Mailändischen vor. Das Wasser tritt in den Hauptzuführungsgraben EF bei E ein, läuft durch die Bewässerungsgräben oo′, oo″, oo‴, bewässert die geneigten Flächen p, p...., sammelt sich hierauf in den Abzugsgräben qq′, qq″, qq‴, und ergiesst sich in den Sammelgraben IL. Wird der Abfluss aus demselben in x mit einer Schütze gesperrt, so ergiesst sich das Wasser in die

Bewässerungsgräben r r′, rr″, rr‴ und bewässert die niedriger gelegene Wiese, oder die Beete s, s, s.... worauf es erst mittelst der Abzugsgräben tt′, tt″, tt‴ in den grossen oder Hauptabzugsgraben GH geleitet wird. Zur Bewässerung des unteren Theiles der Wiese kommt der Graben z z sehr zu statten, indem man mittelst desselben die Menge des Wassers in dem Graben IL vermehren kann. Strömt aber übermässig viel Wasser zu, so öffnet man die Schütze x, um dem Wasser Abzug zu verschaffen, und auf diese Art immer eine gleichförmige Bewässerung der ganzen Wiese zu erhalten.

Fig. 13. bis 15. Tab. 83.

Die punktirten Stellen der Bewässerungsgräben unter a, a.... h, h.... bezeichnen die Orte, wo zur Bequemlichkeit der Ueberfahrt mit den Wagen hölzerne bedeckte Rinnen (*cassoni o tombe di legno*) angebracht sind, und die gleichfalls punktirten Stellen in ff′,... q q′..., tt′... der Abzugsgräben bezeichnen die Orte, wo für denselben Zweck die Ueberfahrt durch eine breitere Vertiefung des Bodens Statt hat.

Ausser den beschriebenen Anlagsarten der Wiesen gibt es noch viele andere, welche von der Lage und Gestalt des *Terrains* bedingt werden. Der verständige Landwirth muss immer jene Methode wählen, wobei die wenigsten Erdarbeiten Statt finden, und das Wasser möglichst gespart wird.

§. 154.

Man muss bei der ersten Bewässerung der Wiese jedesmal genau den Gang des Wassers beobachten, und jene Stellen bezeichnen, wo die Anlage fehlerhaft erscheint. Fanden bedeutende Erdtransporte Statt, so werden die aufgeführten Strecken sich nach und nach setzen und man wird in den folgenden Jahren wieder Erde nachzuführen haben, welches allerdings eine neue Ursache ist, grosse Erdarbeiten so viel als möglich zu vermeiden.

Die Winterwiesen dürfen in der ersten Zeit nach ihrer Anlage nur mässig bewässert werden, damit der Dünger gehörig aufgelöst und von dem Boden aufgenommen werde. Um das bessere Gedeihen der zarten Gräser zu befördern, wird an schönen und sonnigen Tagen gar nicht bewässert; wie aber das Gras mehr empor wächst, bedarf die Wiese auch mehr Wasser. In den Monaten Juni und Juli, oder zur Zeit von grosser Dürre wird es immer nothwendig, die Wiese gut zu bewässern, damit die zarten Wurzeln des Raygrases und des Klees nicht zu Grunde gehen. Die Bewässerung muss aber wo möglich Abends bei Sonnenuntergang gemacht werden, damit die Wiese das Wasser sanft einsauge. Diese Regel, die Wiesen entweder Abends oder auch zeitlich Früh zu bewässern, gibt schon *Plinius* in seiner Naturgeschichte, indem er sagt: »*His horae rigandi matutina, atque vespera, ne infervescat aqua sole.*« Wem also die Wahl der Bewässerungsstunden frei steht, der wird zu seinem Vortheile immer die Morgen- oder Abendstunden bestimmen.

Die grösste Aufmerksamkeit bedarf eine Winterwiese zu jener Zeit, wenn die Temperatur unter den Gefrierpunkt herabsinkt. Um der Bildung des Eises vorzubeugen, muss man dann möglichst viel Wasser über die Wiese laufen lassen und dafür sorgen, dass es nirgends stocke. Nimmt aber die Kälte so zu, dass sich eine starke Eisrinde bildet, so wird der Zulauf des Wassers gehemmt und es bleibt die Eisrinde in der Höhe, während das Wasser unter derselben abfliesst; es kann also der Erdboden nicht leicht gefrieren, ausser wenn die Kälte noch mehr zunimmt, in welchem Falle eine Mahd erfriert und zu

Grunde geht. Lässt aber die Kälte nach, wie es im Mailändischen gewöhnlich bald eintritt, so wird das Wasser wieder auf die Wiese gelassen, um die Eisrinde aufzulösen, und dann geht die Bewässerung wieder regelmässig fort *).

Herr *Berra* rechnet, dass die Zurichtung einer *Pertica* Grundfläche zu einer Winterwiese auf die dargestellte Art im Mailändischen 14 oder 15 *lire Mil.* Auslagen verursacht; diess würde für 1 Joch 38 fl. C. M. geben, allein diese Auslage lässt sich keineswegs als Maasstab nehmen, da dieselbe sich lediglich nach der mehr oder mindern Schwierigkeit des *Terrains* richtet.

Wenn auch in unsern Gegenden in Deutschland keine Winterwiesen angelegt werden können, so lassen sich doch die angeführten Bearbeitungs- und Bewässerungsmethoden auch bei uns mit vielem Vortheile anwenden. Es dürfte wenig Gegenstände geben, welche die Aufmerksamkeit eines verständigen Landwirthes in seinem eigenen Interesse so sehr ansprechen sollen, als die Bewässerung seiner Grundstücke. Ich habe diese Bewässerung vom Anfange Jänner bis Ende April 1833 in den verschiedenen Gegenden der Lombardie besichtigt, und gestehe gern, dass dieser Gegenstand mich in hohem Grade interessirt hat.

---

*) Wir bemerken auch noch, dass eine Winterwiese nach ihrer Anlegung alljährlich gedüngt werden muss. Der Dünger soll aber vorher gut abgefault seyn, damit er sich so klein als möglich zertheilen lasse. Er wird gewöhnlich im September auf die Wiesen geführt und hiezu entweder Schlitten oder Wagen mit breitfelgigen Rädern gebraucht, um keine Geleise zu bilden. Während der Zeit der Verbreitung des Düngers auf der Wiese wird ihre Bewässerung unterbrochen; gleich darauf aber wieder begonnen. Wurde der Dünger im September ausgeführt, so findet die erste Mahd Mitte Dezember, die zweite im Hornung, die dritte im März etc. Statt. Wurde aber eine Wiese im Herbste nicht genug gedüngt, so muss sie noch im Frühjahre mit Asche oder Oehlkuchen bestreut werden.

VII. Kapitel.

Archimedische Wasserschnecke.

§. 155.

Die **Wasserschnecke**, oder **Archimedische Schnecke** (*vis d'Archimede*) wurde von *Archimedes* (geboren im Jahre 287 vor Christo) erfunden, und gehört daher zu den ältesten, und in der That auch zu den sinnreichsten Wasserhebmaschinen. Sie wird vorzüglich bei Grundbauten zu dem Ausschöpfen des Wassers verwendet, und wegen ihrer einfachen Bauart und weil man mit derselben auch jedes noch so unreine oder schlammige Wasser zu fördern vermag, häufig andern Wasserhebmaschinen vorgezogen, wenn auch die Leistgunen der letztern grösser sind.

Fig. 1. bis 4. Tab. 85.

Die Wasserschnecke besteht aus einer 6 bis 12 Zoll starken hölzernen **Spindel** AB (*noyau*), an deren Oberfläche gut zusammengefügte ¾ bis 1 Zoll starke eichene Breter oder Schaufeln D in der Richtung einer **Schraubenlinie** (*helice*) eingesetzt sind. Diese Breter werden so zugeschnitten, dass sie überall gleich weit, und zwar gewöhnlich 8 bis 15 Zoll aus der Spindel herausstehen, und ihr äusserer Umfang auf diese Art in der Oberfläche eines Zylinders liegt, dessen Achse mit jener der Spindel zusammenfällt. Dieser Umfang wird dann mit andern stärkern Bretern EF verkleidet, die genau, und zwar wasserdicht anschliessen.

Auf solche Art entsteht ein viereckiger, wasserdichter, um die Spindel herumlaufender Schrauben- oder **Schneckengang**, der durchaus geschlossen und nur an beiden Enden der Spindel geöffnet ist; hievon heisst die untere Oeffnung FF die **Einflussöffnung**, die obere EE aber die **Ausflussöffnung**. Läuft nur ein Schneckengang oder eine Windung (*tour*) um die Spindel herum, so heisst diess eine **einfache Schnecke**, wenn aber, wie bei einer hölzernen oder metallenen Schraube zwei oder drei solche Gänge herumgehen, so wird diess eine **doppelte** oder eine **dreifache Schnecke**, oder auch eine Schnecke mit zwei oder drei Gängen genannt.

Die Länge der Spindel wird 12 bis 24 Fuss, oder auch grösser, je nach dem vorhandenen Bedürfnisse angenommen; sie erhält an beiden Enden eiserne Zapfen und wird bei A mit einigen gut angetriebenen Ringen versehen; diese Zapfen laufen in Pfannen, welche in den Querriegeln GH, IK eines viereckigen Rahmens befestigt sind. Die Verkleidung der in die Spindel eingesetzten Breter oder der sogenannte **Mantel** wird gewöhnlich aus Leisten oder Dauben gebildet, die in der Mitte um ½ Zoll stärker als an beiden Enden sind; auf diese Weise können dann die eisernen Ringe um den Mantel weit besser angetrieben und derselbe gehörig wasserdicht gemacht werden.

Fig. 2. Tab. 85. Betreiben Menschen die Schnecke, so wird an der Verlängerung der obern Achse eine Kurbel angebracht, der Rahmen auf gleiche Art, wie es bei einem Schaufelwerke geschieht, an dem untern Ende bei B aufgehängt und in das Wasser gesenkt, an dem obern Ende bei A aber auf ein Gerüste aufgelegt; die Arbeiter treiben nun die Kurbel mittelst einer angesteckten Lenkstange so herum, dass die Einflussöffnung der Schnecke sich gegen das Wasser bewegt. Hat nun die Schnecke die gehörige Neigung, so wird, wie wir sehen werden, das Wasser in dem untersten Schneckengange gefangen, durch die fortwährende Bewegung in den Gewinden allmählig erhoben, und zuletzt durch die Ausflussöffnung am obern Ende der Schnecke herausgeleitet.

§. 156.

Es können bei dieser Maschine drei Konstrukzionsarten eintreten:

Fig. 1. bis 4. 1^tens^ Die Gänge werden auf die im vorigen §. beschriebene Art gebildet und der Mantel an den eingesetzten Bretern fest gemacht, so dass derselbe sich bei der Umdrehung der Schnecke gemeinschaftlich mitbewegt. Da die Schnecke in diesem Falle die Gestalt eines Fasses oder einer Tonne hat, so pflegt man sie auch eine Tonnenmühle zu nennen.

Fig. 6. 2^tens^ Es kann (Fig. 6) eine Röhre von Blech oder bei Versuchen im Kleinen von Glas um die Spindel herumgewunden werden, so dass die Röhre sich abermals gemeinschaftlich mit der Spindel herumdreht, welches dann eigentlich eine Wasserschnecke genannt wird.

3^tens^ Die Schnecke kann auf die im vorigen §. beschriebene Art verfertigt, aber der Mantel oder die Bekleidung von den eingesetzten Bretern oder dem Schneckengange getrennt seyn. Ein solcher Mantel liegt dann gewöhnlich auf dem Erdboden fest, und ist entweder von Quadermauerwerk oder aus gut passenden Bohlen hergestellt; er bildet einen Trog oder Kumm, in welchen die Schnecke hineingelegt wird und in selben so viel als möglich passen soll; dieser Trog reicht gewöhnlich über die untere Hälfte der Schnecke oder über die Achse ihrer Spindel um etwas hervor. Weil diese Vorrichtung die meiste Aehnlichkeit mit einer Schraube hat, so wird eine solche Schnecke zum Unterschiede der Tonnenmühle eine Wasserschraube genannt. Sie wird meistens dort gebraucht, wo grössere Wassermassen während einer längern Zeit zu heben sind, z. B. wenn Wasser aus niedrigen Gegenden von Grundstücken über Dämme gehoben werden soll.

§. 157.

Die Verzeichnung einer Wasserschnecke am Papiere erfolgt nach denselben Grundsätzen, welche wir §. 139. I. Band bei der Verzeichnung der Gewinde massiver Schrauben angegeben haben. Hinsichtlich der praktischen Verfertigung oder Herstellung einer Schnecke ist aber zu bemerken, dass ihre Schaufelbreter auf zweierlei Art ausgeführt werden können.

Fig. 7. Nach der ersten Art sind die Schaufelbreter an ihren zwei Flächen gerade abgearbeitet, werden winkelrecht in die Spindel eingesetzt, und bilden daher auch an ihrer obern und untern Fläche gerade, zur Spindel winkelrecht stehende Flächen. Die Schaufelbreter greifen hier des genauen Schliessens wegen immer etwas übereinander und die Gänge sind treppenförmig, wie Fig. 7 zeigt. Einer zweiten Konstrukzion gemäss, welche Fig. 1 und Fig. 3 dargestellt ist, sind die Schaufelbreter gekrümmt, und bilden daher

bei ihrer Zusammenfügung ein einzelnes, schlangenförmig um die Spindel geschlungenes Gewinde von gleicher Dicke. Die Verfertigung einer Schnecke nach dieser Art ist offenbar schwieriger.

Bei der Herstellung einer jeden Schnecke hat man vor allem darauf zu sehen, dass die Spindel genau zylindrisch abgedreht werde, wobei man sie in den bereits eingesetzten eisernen Zapfen herumdrehen lässt; sie muss an beiden Enden winkelrecht abgeschnitten und etwas länger seyn, als die Schnecke werden soll. Soll die Schnecke treppenförmige Windungen erhalten und die Höhe eines Schneckenganges oder das Aufsteigen der Schnecke in einer ganzen Windung, z. B. 9 Zoll betragen, die Schaufelbreter aber $^{3}/_{4}$ Zoll Stärke erhalten, so gibt die Division von 9 durch $^{3}/_{4}$ die Zahl 12, als die Anzahl der einzusetzenden Breter für eine Windung. Man legt nun die Spindel horizontal, schnürt an ihren beiden Endflächen den Durchmesser lothrecht ab, und theilt den Umfang einer jeden solchen Fläche in 12 Theile. Man verbindet sodann die gleichnamigen Punkte beider Grundflächen mittelst eines Schnurschlages am Umfange der Spindel. Bezeichnet p die Peripherie, der Punkt a aber den Anfang der Windungen und $am = h$ die Höhe einer Windung, so haben wir $ab = {}^{1}/_{12}\,p$, $ac = {}^{2}/_{12}\,p$, $ad = {}^{3}/_{12}\,p \ldots$; es muss also in b die Höhe $bb' = {}^{1}/_{12}\,h$, in c die Höhe $cc' = {}^{2}/_{12}\,h$, in d die Höhe $dd' = {}^{3}/_{12}\,h \ldots$ aufgetragen werden, um die erste Schneckenlinie zu erhalten.

Fig. 2. Tab. 86.

Diese Verzeichnung kann auch mittelst eines papiernen rechtwinkeligen Dreiecks geschehen. Wird nämlich seine Grundlinie oder der grössere Kathete $= p$ und seine Höhe, oder der kleinere Kathete $= h$ gemacht, und dann das Dreieck ausgeschnitten, so erhebt sich die Hypothenuse unter demselben Winkel, wie die innere Schneckenlinie an der Spindel. Windet man also das Dreieck so um die Spindel, dass der grössere Kathete an der Grundfläche der Spindel anschliesst, so bezeichnet die Hypothenuse die Richtung des ersten Schneckengewindes, welches darnach auf der Spindel verzeichnet werden kann. Die zweite Schneckenlinie ergibt sich, indem man von b', c', d'.... die Höhe h in den am Umfange der Spindel verzeichneten Schnurschlägen aufträgt, und so erhält man auch eine jede folgende Schneckenlinie. Die Verzeichnung dieser krummen Linien an der Spindel kann am besten mit Hilfe eines biegsamen Lineals von Fischbein oder gutem Pappendeckel geschehen.

Von den Durchschnittspunkten b', c', d'.... werden dann mittelst eines ebenfalls biegsamen Winkelmaasses die Linien b'no, c'pq, d'rs.... winkelrecht auf die Schnurschläge gezogen, wodurch man die Rechtecke erhält, in welche die Schaufelbreter einzusetzen kommen. Diese Rechtecke müssen aber wegen des Uebergreifens um $^{1}/_{3}$ bis $^{1}/_{2}$ Zoll mehr, in der Richtung der einzusetzenden Breter, und 2 bis 3 Zoll tief in der Spindel ausgestämmt werden. Passen die eingesetzten Schaufeln vollkommen aneinander, so wird die ganze Spindel sammt Schaufeln mehreremale mit heissem Theer gut angestrichen. Endlich werden Dauben, oder nach der Krümmung der Schaufeln ausgearbeitete Breter von der Länge der Spindel, einer Breite von 2 bis 4 Zoll, und einer Stärke von $1\,^{1}/_{2}$ bis 2 Zoll mittelst Falzen am ganzen Umfange der Schaufeln gut aneinander gepasst, und mit eisernen Ringen, in etwa 2 Fuss Entfernung von einander angetrieben. Dass dieses Antreiben mit besserm Erfolge gemacht werde, wenn die Dauben in der Mitte stärker sind, wurde bereits bemerkt.

§. 158.

Hat man eine Schnecke mit gewundenen oder gekrümmten, genau aneinander passenden Bretern zu verfertigen, die also in einer ununterbrochenen Schneckenlinie um die Spindel herumlaufen sollen, so ist das Verfahren etwas schwieriger. Es sey die Dicke der Spindel $2r = 8$ Zoll, die Breite eines Schneckenganges $= 8$ Zoll, demnach der äussere Durchmesser der Schneckenwindung $= 24$ Zoll; eine Windung steige in der ganzen Peripherie um 10 Zoll und sie solle aus 15 Bretern gebildet werden.

Hiernach wird die Aufsteigung eines Bretes oder einer Schaufel $= {}^{10}/_{15}$ Zoll $= {}^{2}/_{3}$ Zoll und die Breite eines Bretes am äussern Umfange der Gewinde, in der projizirten Grundfläche der Spindel gemessen $= {}^{22}/_{7} \cdot {}^{24}/_{15}$ Zoll $= 5{,}03$ Zoll, diese Breite aber an der Spindel Fig. 3. Tab. 86. gemessen nur ${}^{22}/_{7} \cdot {}^{8}/_{15}$ Zoll $= 1{,}68$ Zoll seyn. Man trage nun $5{,}03$ Zoll $= ab$ auf und errichte in b die Höhe $bc = {}^{2}/_{3}$ Zoll, so wird offenbar ac die Breite des Schaufelbretes am äusseren Gewindumfange, jedoch in der schiefen Richtung der Schneckenlinie gemessen seyn, und der Winkel cab stellt die Neigung des äusseren Umfanges der Schaufelbreter gegen den Horizont vor. Theilt man ab in 3 Theile oder nimmt $ad = {}^{1}/_{3}\,ab = 1{,}68$ Zoll und errichtet in d das Perpendikel $de = bc = {}^{2}/_{3}$ Zoll, so ist wieder ae die Breite des Schaufelbretes am Umfange der Spindel, in der Krümmung der Schneckenlinie gemessen, und der Winkel ead bezeichnet die Aufsteigung der Schnecke und der Breter an der Spindel.

Man verzeichne nun auf einem Brete mit dem Halbmesser $fa = 12$ Zoll einen Bogen Fig. 4. und nehme ab eben so gross als in der vorigen Figur, oder $= 5{,}03$ Zoll; eben so verzeichne man mit dem Halbmesser der Spindel $fa' = 4$ Zoll den Bogen a'd und mache ihn $= ad$ in der vorigen Figur $= 1{,}68$ Zoll, so ist abda' die Grösse eines Schaufelbretes, welches hiernach ausgearbeitet werden kann. Soll die Stärke desselben, wenn es bereits ausgearbeitet ist $= 1$ Zoll seyn, so müssen ${}^{2}/_{3} + 1 = 1\,{}^{2}/_{3}$ starke Bohlen genommen werden, indem man von b die Grösse $bc = {}^{2}/_{3}$ Zoll der vorigen Figur und von l ebenfalls $lk = {}^{2}/_{3}$ Zoll auftragen muss und dann noch die kommende Stärke $cm = ak = 1$ Zoll übrig zu bleiben hat. Auf gleiche Art trage man in d die Grösse de der vorigen Fig. $= {}^{2}/_{3}$ Zoll hinab und in h dasselbe Maass von ${}^{2}/_{3}$ Zoll nach g hinauf; es bleibt also wieder $ei = a'g = 1$ Zoll übrig. Zieht man nun die Bogen ac, km, a'e, gi mit einem Fischbeinlineal, so lassen sich die zwei Pyramiden oder Keile acbdea' und mlkgih abarbeiten, und es Fig. 5. bleibt nur die Lehrschaufel acea'gkmi übrig, nach welcher die Bearbeitung der übrigen Schaufeln vorgenommen werden kann. Da aber die Länge $a'a = db = 8$ Zoll nur die Länge des hervorstehenden Stückes der Schaufel über der Spindel bezeichnet, die Schaufeln aber beiläufig $1\,{}^{1}/_{2}$ Zoll in die Spindel eingesetzt werden, so muss der Halbmesser fa' (Fig. 4) um eben so viel kürzer genommen und dann die Nuth der Spindeln eben so tief und 1 Zoll breit ausgearbeitet werden; diese Nuth bildet aber hier keine Absätze wie bei der vorigen Konstrukzion, sondern läuft in einer ununterbrochenen Schneckenlinie um die Spindel herum. Es leuchtet nun von selbst ein, wie die andern Gewinde um die Spindel herumlaufend hergestellt werden.

Soll eine Schnecke zwei Gänge erhalten, so muss das zweite Gewinde um 180° von dem ersten in der Grundfläche der Spindel abstehen, und es läuft dann ein Gewinde zwischen dem andern in gleichem Abstande herum. Erhält die Schnecke drei Gewinde, so stehen selbe um 120 Grade von einander ab.

§. 159.

Fig. 6. Tab. 86.

Um die Wirkung einer Wasserschnecke zu erklären, oder um zu zeigen, auf welche Art das Wasser, welches bei der Einflussöffnung geschöpft wird, bis zur Ausflussöffnung gelangen könne, denken wir uns zuerst Fig. 6 einen lothrechten Durchschnitt mnop durch die Spindelachse qr, und tragen von n unter gleichem Winkel, mit welchem das innere Gewinde an der Spindel aufsteigt, die Linie ns auf. Es ist nun offenbar, dass die Möglichkeit, mit einer Schnecke Wasser zu schöpfen, von zwei Winkeln abhängt:

1. von dem Neigungswinkel, welche die Achse qr der Spindel mit der horizontalen unter ihr liegenden Ebene no macht, oder von dem Winkel qro $= \beta$.

2. von dem Winkel, welchen die am Umfange der Spindel verzeichnete Schneckenlinie mit dem winkelrechten Durchschnitte no der Spindel macht, oder von sno $= \alpha$. Diess ist auch jener Winkel, welchen die Hypothenuse des papiernen Dreieckes, wovon wir §. 157 gesprochen haben, mit der Grundlinie der Spindel macht.

Fig. 6. Tab. 85.

Ist nun, wie Fig. 6 die Spindel lothrecht, oder $\beta = 90°$, so ist offenbar, dass das Wasser sich über die Schneckenlinie von n nach s nicht bewegen könne, da es bergauf fliessen müsste. Im Gegentheile würde Wasser oder auch eine Kugel, die am obern Ende der Schnecke eingelassen wird, durch alle Windungen herab und bei n herauslaufen. Wird nun die Spindel um den Winkel α, oder so lange geneigt, bis ihre Neigung mit dem Horizonte $\beta = 90° - \alpha$, also $\alpha + \beta = 90°$ ist, oder bis ns horizontal wird, so kann die Schnecke auch noch kein Wasser geben. Erst wenn die Spindel um mehr, als den Winkel α geneigt wird, oder wenn $\alpha + \beta$ kleiner als 90° ist, kann die Schnecke Wasser geben, weil dann einige Punkte der Windung niedriger, als die ihnen zunächst liegenden sind. In diesem Falle bilden nämlich die Gewinde, wie man am besten aus Fig. 6 Tab. 85 sieht, Säcke nus, in welchen das Wasser gefangen bleibt, weil der Theil bei u niedriger, als n und s liegt. Ist aber das Wasser in dem ersten Gewinde abgeschlossen, so wird es bei der nachmaligen Umdrehung der Schnecke auf gleiche Art durch eine fortwährend untergeschobene schiefe Fläche (nämlich jene der Gewinde) in die Höhe gerückt, wie wir es §. 137, I. Band bei dem Aufschrauben eines festen Körpers erklärt haben.

Fig. 7. Tab. 86.

Dieselbe Betrachtung über die Wirkung einer Schnecke ergibt sich aus Fig. 7, wo das innere Gewinde auf dem Umfange mnop der Spindel verzeichnet erscheint, die Spindel aber in einer bereits geneigten Lage dargestellt wurde. Hier ist wieder uab $= \beta$ der Neigungswinkel der Spindel mit dem Horizonte, und tac $= \alpha$ der Neigungswinkel, unter welchem das Gewinde am Umfange der Spindel sich erhebt. Diese zwei Winkel schliessen den dritten bat $= \varrho$ ein, welcher sonach die Grösse des wasserhaltenden Sackes bestimmt. Weil nun ua mit ac einen rechten Winkel einschliesst, oder $\beta + \varrho + \alpha = 90°$ ist, so sieht man leicht, dass für den Fall, als bereits $\beta + \alpha = 90°$ ist, kein Wasser von dem Sacke mehr aufgenommen werden könne; es wird nämlich at horizontal, und in der Linie as befindet sich kein Punkt, welcher tiefer als die beiderseits angränzenden Punkte liegt. Weil der Winkel α bei jeder bereits verfertigten Schnecke einen konstanten Werth hat, so folgt, dass die Schnecke desto mehr Wasser geben wird, je geneigter man sie stellt, oder je kleiner β wird. Wird im Gegentheile die Schnecke in eine steilere Lage gebracht, so gibt sie weniger Wasser und endlich tritt der Fall ein, dass sie gar kein Wasser mehr gibt.

§. 160.

Wir kommen nun zur Berechnung der Wassermenge, welche eine Schnecke liefert. Die Herren *Eytelwein* und von *Langsdorf* suchen die Länge der mittlern Kanallinie, oder die Länge der zentrischen Linie des wasserhaltenden Bogens in einem Gewinde und multipliziren sie mit dem winkelrechten Querschnitte desselben, um den Kubikinhalt des Wassers bei einer Umdrehung in einem Gange zu finden. Diese Rechnung gilt aber nur für den Fall, wo eine Röhre, wie Fig. 6 Tab. 85 schlangenförmig um eine Spindel gewunden ist; da sich aber gegen ihre Anwendung für einen schneckenförmigen Gang, wie es bei grössern Wasserschnecken der Fall ist, bei näherer Betrachtung manches einwenden lässt, so wollen wir den kubischen Inhalt des Wassers in einem Gange auf eine andere Art ableiten. Unsere Theorie hat übrigens mit jener der genannten Schriftsteller das gemein, dass wir die in einem jeden Gange befindliche Wassermenge im Zustande der Ruhe oder einer sehr langsamen Bewegung betrachten; es ist also eine bloss statische Theorie.

Fig. 8. Tab. 86. Es sey der Halbmesser der Spindel $cb = r$ und der äussere Halbmesser der Schnecke $cb' = R$, dann die Höhe der Steigung für ein halbes Gewinde $wu = h$. Demnach ist die Tangente des Steigungswinkels für die Peripherie des inneren Gewindes $\text{Tang}\,\alpha = \frac{h}{\pi . r}$, und für die Peripherie des äussern Gewindes, welches sich auf dieselbe Höhe h aber in einem längern Bogen $\pi . R$ erhebt, ist $\text{Tang}\,A = \frac{h}{\pi . R}$. Es ist daher
$h = \pi . r . \text{Tang}\,\alpha = \pi . R . \text{Tang}\,A$, da die Höhe h für beide Gewinde gleich ist.

Es sey d irgend ein Punkt in der innern Schneckenlinie, dessen Höhe über den Horizont aj zu bestimmen ist. Die Projekzion von d auf die Grundfläche der Schnecke falle in e; setzen wir nun den Winkel $bce = \gamma$, so ist $be = r . \gamma$ und wegen der Gleichförmigkeit der Steigung $de' = r . \gamma . \text{Tang}\,\alpha = \frac{\gamma . h}{\pi}$. Nennen wir den Neigungswinkel der Spindel gegen den Horizont oder $u'w'j = de'i = \beta$, so ist die Höhe irgend eines Punktes d der Schneckenwindung an der Spindel $= di + e'a$. Nun ist aber $di = de' . \text{Sin}\,\beta = r . \gamma . \text{Tang}\,\alpha . \text{Sin}\,\beta$, und $e'a = e'w' . \text{Cos}\,\beta = (e'c + cw')\,\text{Cos}\,\beta = (r . \text{Cos}\,\gamma + R)\,\text{Cos}\,\beta$. Demnach ist die Höhe irgend eines Punktes d der Windung über dem Horizont
$= di + e'a = r . \gamma . \text{Tang}\,\alpha . \text{Sin}\,\beta + (r . \text{Cos}\,\gamma + R)\,\text{Cos}\,\beta = (r . \gamma . \text{Tang}\,\alpha . \text{Tang}\,\beta + r . \text{Cos}\,\gamma + R)\,\text{Cos}\,\beta$ (I).
Da α und β, so wie r und R bei einer schon bestehenden Schnecke gegeben sind, so wird bloss der Werth von γ die Höhe des Punktes d in der Windung bestimmen, es wird also auch der höchste und niedrigste Punkt in einer Windung für einen gewissen Werth von γ vorhanden seyn. Nach der unter dem Texte beigefügten Rechnung *) ist in beiden Fällen $\text{Sin}\,\gamma = \text{Tang}\,\alpha . \text{Tang}\,\beta = \text{Sin}\,bce$ (II).

Fällt hier der Punkt d in den ersten oder vierten Quadranten von b aus gerechnet, so ist die Höhe $di + e'a$ ein Maximum, weil $\text{Cos}\,\gamma$ positiv wird; wenn aber d in den zweiten oder dritten Quadranten von b aus gerechnet, fällt, so wird $\mathrm{Cos}\,\gamma$ negativ, folglich die Höhe $di + e'a$ ein Minimum. Fig. 8. Tab. 86.

---

*) Die Höhe $di + e'a$ wird in Hinsicht der veränderlichen Grösse γ ein Maximum oder Minimum, wenn $r . d\gamma . \text{Tang}\,\alpha . \text{Tang}\,\beta - r . d\gamma . \text{Sin}\,\gamma = 0$, folglich $\text{Sin}\,\gamma = \text{Tang}\,\alpha . \text{Tang}\,\beta = \text{Sin}\,bce$. Das zweite Differenziale hievon ist $- r . d^2\gamma . \text{Cos}\,\gamma$, also haben wir für den Fall, als $\text{Cos}\,\gamma$ positiv ist, ein Maximum, ist aber $\text{Cos}\,\gamma$ negativ, so haben wir ein Minimum.

Die Oberfläche des Wassers schneidet das innere Schraubengewinde zum zweiten Male im Punkte f, dessen Projekzion auf die Grundfläche der Schnecke nach f' fällt. Setzen wir den zugehörigen Winkel $b\,e\,w\,f' = \gamma'$, so ist die Höhe des Punktes f über der Horizontalen $a\,j = (r \cdot \gamma' \cdot \mathrm{Tang}\,\alpha \cdot \mathrm{Tang}\,\beta + r \cdot \mathrm{Cos}\,\gamma' + R)\,\mathrm{Cos}\,\beta$ (III);
da aber d und f auf gleicher Höhe, oder in einer horizontalen Ebene liegen, so ist auch
$(r \cdot \gamma' \cdot \mathrm{Tang}\,\alpha \cdot \mathrm{Tang}\,\beta + r \cdot \mathrm{Cos}\,\gamma' + R)\,\mathrm{Cos}\,\beta = (r \cdot \gamma \cdot \mathrm{Tang}\,\alpha \cdot \mathrm{Tang}\,\beta + r \cdot \mathrm{Cos}\,\gamma + R)\,\mathrm{Cos}\,\beta$,
oder $r \cdot \gamma' \cdot \mathrm{Tang}\,\alpha \cdot \mathrm{Tang}\,\beta + r \cdot \mathrm{Cos}\,\gamma' = r \cdot \gamma \cdot \mathrm{Tang}\,\alpha \cdot \mathrm{Tang}\,\beta + r \cdot \mathrm{Cos}\,\gamma$
und nach (II) ist $r \cdot \gamma' \cdot \mathrm{Sin}\,\gamma + r \cdot \mathrm{Cos}\,\gamma' = r \cdot \gamma \cdot \mathrm{Sin}\,\gamma + r \cdot \mathrm{Cos}\,\gamma$ (IV). Die Oberfläche des Wassers schneidet das äussere Schneckengewinde zum ersten Male in k und die Höhe des Punktes k über der horizontalen Ebene a j ist, wenn wir den zugehörigen Projekzionswinkel mit μ bezeichnen $(R \cdot \mu \cdot \mathrm{Tang}\,A \cdot \mathrm{Tang}\,\beta + R \cdot \mathrm{Cos}\,\mu + R)\,\mathrm{Cos}\,\beta$, und für den zweiten Durchschnitt des äussern Schneckengewindes in g haben wir die Höhe dieses Punktes über der Horizontalen a j, wenn der zugehörige Projekzionswinkel mit μ' bezeichnet wird $= (R \cdot \mu' \cdot \mathrm{Tang}\,A \cdot \mathrm{Tang}\,\beta + R \cdot \mathrm{Cos}\,\mu' + R)\,\mathrm{Cos}\,\beta$. Substituiren wir in diesen zwei Ausdrücken $R \cdot \mathrm{Tang}\,A = r \cdot \mathrm{Tang}\,\alpha$, und setzen nach (II) für das Maximum $\mathrm{Tang}\,\alpha \cdot \mathrm{Tang}\,\beta = \mathrm{Sin}\,\gamma$, so erhalten wir, da beide Höhen einander gleich sind
$r \cdot \mu \cdot \mathrm{Sin}\,\gamma + R \cdot \mathrm{Cos}\,\mu = r \cdot \mu' \cdot \mathrm{Sin}\,\gamma + R \cdot \mathrm{Cos}\,\mu'$ (V).

Ist die Neigung der Schraube von der Art, dass $\alpha + \beta = 90^\circ$ macht, so ist $\mathrm{Tang}\,\alpha = \frac{1}{\mathrm{Tang}\,\beta}$, also $\mathrm{Tang}\,\alpha \cdot \mathrm{Tang}\,\beta = 1 = \mathrm{Sin}\,\gamma$; demnach ist $\gamma = 90^\circ$ und $\mathrm{Cos}\,\gamma = 0$; es wird also das innere Schneckengewinde bei q horizontal seyn, und es findet für dasselbe weder ein Maximum noch ein Minimum Statt, oder auf dem innern Gewinde bleibt kein Wasser stehen; doch bleibt Wasser auf dem äussern Gewinde und zwar gibt die Schnecke noch so viel Wasser, als in der Windung q u'y enthalten ist. Wenn aber $\alpha + \beta$ grösser als 90°, oder α grösser als $90 - \beta$ ist, so berührt das Wasser die innere Windung gar nicht, und wir haben nur ein Maximum für die äussere Windung. Da nämlich die Höhe eines jeden Punktes dieser Windung $= (R \cdot \mu \cdot \mathrm{Tang}\,A \cdot \mathrm{Tang}\,\beta + R \cdot \mathrm{Cos}\,\mu + R)\,\mathrm{Cos}\,\beta$, so findet der höchste Punkt in dieser Windung dort Statt, wo
$\mathrm{Sin}\,\mu = \mathrm{Tang}\,A \cdot \mathrm{Tang}\,\beta = \frac{h}{\pi \cdot R} \cdot \mathrm{Tang}\,\beta$ ist. Ist nun $A + \beta = 90^\circ$, oder grösser als 90°, so hält auch die äussere Windung kein Wasser.

Die Gränze für das Wasser auf der innern Windung ist nach dem Frühern für
$\mathrm{Tang}\,\alpha \cdot \mathrm{Tang}\,\beta = 1 = \frac{h}{\pi \cdot r} \cdot \mathrm{Tang}\,\beta$, demnach $r = \frac{h}{\pi} \cdot \mathrm{Tang}\,\beta$ und die Gränze für das Wasser auf der äussern Windung ist für
$\mathrm{Tang}\,A \cdot \mathrm{Tang}\,\beta = 1 = \frac{h}{\pi \cdot R} \cdot \mathrm{Tang}\,\beta$, demnach $R = \frac{h}{\pi} \cdot \mathrm{Tang}\,\beta$. Ist r kleiner, als $\frac{h}{\pi} \cdot \mathrm{Tang}\,\beta$, so befindet sich an der innern Windung kein Wasser; wenn aber R kleiner, als $\frac{h}{\pi} \cdot \mathrm{Tang}\,\beta$, so bleibt auch auf der äussern Windung kein Wasser. Soll also die Schnecke viel Wasser geben, so müssen die Grössen $\frac{R \cdot \pi}{h \cdot \mathrm{Tang}\,\beta}$ und $\frac{r \cdot \pi}{h \cdot \mathrm{Tang}\,\beta}$ oder R und r gross, dann h und β

klein seyn. Nach den Resultaten dieser Untersuchung ist nun die, Seite 225 vorgetragene Erklärung, unter welchen Umständen eine Schnecke Wasser gibt, zu berichtigen.

§. 161.

Die **Wassermenge, welche zwischen zwei Schneckengewinden eingeschlossen wird**, kann man auf folgende Art berechnen:

Ist aus der Gleichung $\mathrm{Sin}\,\gamma = \mathrm{Tang}\,\alpha \,.\, \mathrm{Tang}\,\beta$ der Winkel γ bestimmt worden, so suche man sowohl an der innern, als an der äussern Windung die Punkte, welche die Oberfläche des Wassers beiderseits begränzen, oder welche sich mit dem höchsten Punkte in einer und derselben Horizontalebene befinden, zu Folge der Gleichungen
$r.\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma + r.\mathrm{Cos}\,\gamma = r.\gamma'.\mathrm{Sin}\,\gamma + r.\mathrm{Cos}\,\gamma' = r.\mu.\mathrm{Sin}\,\gamma + R.\mathrm{Cos}\,\mu = r.\mu'.\mathrm{Sin}\,\gamma + R.\mathrm{Cos}\,\mu'$.

Fig. 8. Tab. 86. Es sey der unbestimmte Winkel $b'cr = \lambda$, so ist $vv' = r.\lambda.\mathrm{Tang}\,\alpha = \frac{r.\lambda.\mathrm{Sin}\,\gamma}{\mathrm{Tang}\,\beta}$; eben so ist $pp' = R.\lambda.\mathrm{Tang}\,A = r.\lambda.\mathrm{Tang}\,\alpha = \frac{r.\lambda.\mathrm{Sin}\,\gamma}{\mathrm{Tang}\,\beta}$; es sind nämlich beide Höhen gleich, da die innere und äussere Windung gleich viel steigen. Ferner ist $oc = om + mc$; da aber $om = \frac{dm}{\mathrm{Tang}\,\beta} = \frac{r.\mathrm{Cos}\,\gamma}{\mathrm{Tang}\,\beta}$, und $mc = de' = r.\gamma.\mathrm{Tang}\,\alpha = \frac{r.\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma}{\mathrm{Tang}\,\beta}$, so ist
$oc = r\left(\frac{\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma + \mathrm{Cos}\,\gamma}{\mathrm{Tang}\,\beta}\right)$. Auf gleiche Art erhalten wir
$no = oc - cn = oc - pp' = r\left(\frac{\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma + \mathrm{Cos}\,\gamma}{\mathrm{Tang}\,\beta}\right) - \frac{r.\lambda.\mathrm{Sin}\,\gamma}{\mathrm{Tang}\,\beta}$. Für die innere Windung ist
$ol' = \frac{ll'}{\mathrm{Tang}\,\beta} = \frac{r.\mathrm{Cos}\,\lambda}{\mathrm{Tang}\,\beta}$, daher $lv = oc - vv' - ol' = r\left(\frac{\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma + \mathrm{Cos}\,\gamma - \lambda.\mathrm{Sin}\,\gamma - \mathrm{Cos}\,\lambda}{\mathrm{Tang}\,\beta}\right)$.
Für die äussere Windung ist $oh' = \frac{hh'}{\mathrm{Tang}\,\beta} = \frac{p'c}{\mathrm{Tang}\,\beta} = \frac{R.\mathrm{Cos}\,\lambda}{\mathrm{Tang}\,\beta}$, folglich
$ph = h'n = oc - pp' - oh' = r\left\{\frac{\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma + \mathrm{Cos}\,\gamma - \lambda.\mathrm{Sin}\,\gamma - \frac{R}{r}.\mathrm{Cos}\,\lambda}{\mathrm{Tang}\,\beta}\right\}$. Betrachten wir

Fig. 9. Fig. 9 ein Element pv des zwischen den Windungen enthaltenen Wasserkörpers, so ist der kubische Inhalt der Pyramide $phHnP = pP.ph.\tfrac{1}{3}Pn$, und der kubische Inhalt der Pyramide $honH = \tfrac{1}{2}no.Pn.\tfrac{1}{3}pP$; es ist also der kubische Inhalt des keilförmigen Körpers $phonPH = pP.ph.\tfrac{1}{3}Pn + \tfrac{1}{2}no.Pn.\tfrac{1}{3}pP = pP.\tfrac{1}{3}Pn(ph + \tfrac{1}{2}no)$.
Auf gleiche Art erhalten wir den Kubikinhalt des keilförmigen Körpers
$vlonVL = vV.\tfrac{1}{3}Vn(vl + \tfrac{1}{2}no)$. Demnach ist der kubische Inhalt des, zwischen den Flächen $phHP$ und $vlLV$ eingeschlossenen Wasserelementes
$= pP.\tfrac{1}{3}Pn(ph + \tfrac{1}{2}no) - vV.\tfrac{1}{3}Vn(vl + \tfrac{1}{2}no)$. Substituiren wir für ph, no, vl die oben gefundenen Werthe und setzen $Pn = R$, $Vn = r$, so lässt sich mit Hilfe der unter dem Texte beigefügten Rechnung *) der kubische Inhalt der Wassermenge M für einen

---

*) Substituiren wir nebst den genannten Werthen noch $Pp = R.d\lambda$ und $vV = r.d\lambda$, so ist der kubische Inhalt des Wasserelementes $dM =$

$$\frac{R.R.d\lambda}{3}\left\{\frac{r.\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma + r.\mathrm{Cos}\,\gamma - r.\lambda.\mathrm{Sin}\,\gamma - R.\mathrm{Cos}\,\lambda}{\mathrm{Tang}\,\beta} + \frac{r.\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma + r.\mathrm{Cos}\,\gamma - r.\lambda.\mathrm{Sin}\,\gamma}{2\,\mathrm{Tang}\,\beta}\right\}$$
$$- \frac{r.r.d\lambda}{3}\left\{\frac{r.\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma + r.\mathrm{Cos}\,\gamma - r.\lambda.\mathrm{Sin}\,\gamma - r.\mathrm{Cos}\,\lambda}{\mathrm{Tang}\,\beta} + \frac{r.\gamma.\mathrm{Sin}\,\gamma + r.\mathrm{Cos}\,\gamma - r.\lambda.\mathrm{Sin}\,\gamma}{2\,\mathrm{Tang}\,\beta}\right\}$$

beliebigen Bogen λ finden; derselbe ist nämlich $=$
$\left(\frac{R^2 - r^2}{2 \operatorname{Tang} \beta}\right)(\lambda - \mu)\left(r \,.\, \operatorname{Cos} \gamma - r\left(\frac{\lambda + \mu}{2} - \gamma\right) \operatorname{Sin} \gamma\right) - \left(\frac{R^3 - r^3}{3}\right)\left(\frac{\operatorname{Sin} \lambda - \operatorname{Sin} \mu}{\operatorname{Tang} \beta}\right)$. Hiezu kommt noch beim Anfange von d bis k eine Pyramide d k z x, welche zur Basis die Fläche x z d am innern Schneckengewinde, und die Spitze am äussern Gewinde in k hat. Die Fläche x z d ist wegen der Berührung des Bogens d x mit d z als eine äussere Parabel betrachtet $= \frac{1}{3} z x \,.\, \delta e$. Weil aber $k x' = R \,.\, \operatorname{Cos} \mu$ und $x x' = r \,.\, \operatorname{Cos} \mu$, so ist $k x = (R - r) \operatorname{Cos} \mu$, daher $z x = (R - r) \frac{\operatorname{Cos} \mu}{\operatorname{Tang} \beta}$; und da $\delta e = r(\mu - \gamma)$, so ist die Fläche $x z d = (R - r) \frac{\operatorname{Cos} \mu \,.\, r}{3 \operatorname{Tang} \beta}(\mu - \gamma)$, und die Pyramide zu Anfange ist sehr nahe $= (R - r)^2 \,.\, r \frac{(\mu - \gamma) \operatorname{Cos} \mu}{9 \operatorname{Tang} \beta}$. Eben so hat die Pyramide am Ende, so lange μ' und γ' grösser als 270° sind, noch eine Basis am innern Schneckengange, deren Breite $= r(\mu' - \gamma')$ und Höhe $x z = (R - r) \frac{\operatorname{Cos} \mu'}{\operatorname{Tang} \beta}$, folglich die Fläche $(R - r)\, r \frac{(\mu' - \gamma') \operatorname{Cos} \mu'}{2 \operatorname{Tang} \beta}$, und den kubischen Inhalt $(R - r)^2 . r \frac{(\mu' - \gamma') \operatorname{Cos} \mu'}{6 \operatorname{Tang} \beta}$.

Also ist der ganze kubische Inhalt des Wassers für den beliebigen Bogen λ, oder

$$M = (R^2 - r^2)\left(\frac{\lambda - \mu}{2 \operatorname{Tang} \beta}\right) r\left(\operatorname{Cos} \gamma + \gamma \,.\, \operatorname{Sin} \gamma - \left(\frac{\lambda + \mu}{2}\right) \operatorname{Sin} \gamma\right) - (R^3 - r^3)\left(\frac{\operatorname{Sin} \lambda - \operatorname{Sin} \mu}{3 \operatorname{Tang} \beta}\right)$$
$$+ (R - r)^2 \cdot r\left(\frac{\mu - \gamma}{9 \operatorname{Tang} \beta}\right) \operatorname{Cos} \mu + (R - r)^2 \cdot r \frac{(\mu' - \gamma') \operatorname{Cos} \mu'}{6 \operatorname{Tang} \beta}.$$

Setzt man $\lambda = \mu'$, so ist die ganze Wassermenge in einem Gewinde

$$M = (R^2 - r^2)\left(\frac{\mu' - \mu}{2 \operatorname{Tang} \beta}\right) r\left(\operatorname{Cos} \gamma + \gamma \,.\, \operatorname{Sin} \gamma - \left(\frac{\mu' + \mu}{2}\right) \operatorname{Sin} \gamma\right) - (R^3 - r^3)\left(\frac{\operatorname{Sin} \mu' - \operatorname{Sin} \mu}{3 \operatorname{Tang} \beta}\right)$$
$$+ (R - r)^2 \cdot r \frac{(\mu - \gamma) \operatorname{Cos} \mu}{9 \operatorname{Tang} \beta} + (R - r)^2 \cdot r \frac{(\mu' - \gamma') \operatorname{Cos} \mu'}{6 \operatorname{Tang} \beta}.$$

§. 162.

Bei dieser Berechnung wurde vorausgesetzt, dass das Wasser in einem Gewinde durchaus bis zu jener horizontalen Fläche anstehen könne, welche durch die berechneten

---

oder $dM = R^2 \,.\, d\lambda \left\{\frac{r \,.\, \operatorname{Cos} \gamma - r(\lambda - \gamma) \operatorname{Sin} \gamma}{2 \operatorname{Tang} \beta} - \frac{R \,.\, \operatorname{Cos} \lambda}{3 \operatorname{Tang} \beta}\right\}$
$- r^2 . d\lambda \left\{\frac{r \,.\, \operatorname{Cos} \gamma - r(\lambda - \gamma) \operatorname{Sin} \gamma}{2 \operatorname{Tang} \beta} - \frac{r \,.\, \operatorname{Cos} \lambda}{3 \operatorname{Tang} \beta}\right\}$
$= (R^2 - r^2) \frac{d\lambda}{2 \operatorname{Tang} \beta}\left(r \,.\, \operatorname{Cos} \gamma - r(\lambda - \gamma) \operatorname{Sin} \gamma\right) - (R^3 - r^3) \frac{\operatorname{Cos} \lambda \,.\, d\lambda}{3 \operatorname{Tang} \beta}$. Wird diese Gleichung integrirt, so erhalten wir den kubischen Inhalt des Wasserkörpers
$\int dM = M = \left(\frac{R^2 - r^2}{2 \operatorname{Tang} \beta}\right)(r \,.\, \lambda \,.\, \operatorname{Cos} \gamma - \frac{1}{2} r \,.\, \lambda^2 . \operatorname{Sin} \gamma + r \,.\, \lambda \,.\, \gamma . \operatorname{Sin} \gamma) - (R^3 - r^3) \frac{\operatorname{Sin} \lambda}{3 \operatorname{Tang} \beta} + \text{Const.}$
Wird für die Bestimmung der Constanten $\lambda = \mu$ gesetzt, so ist die Wassermenge $M = 0$, woraus
$\text{Const.} = -\left(\frac{R^2 - r^2}{2 \operatorname{Tang} \beta}\right)(r \,.\, \mu \,.\, \operatorname{Cos} \gamma - \frac{1}{2} r \,.\, \mu^2 \,.\, \operatorname{Sin} \gamma + r \,.\, \mu \,.\, \gamma \,.\, \operatorname{Sin} \gamma) + (R^3 - r^3) \frac{\operatorname{Sin} \mu}{3 \operatorname{Tang} \beta}$, demnach ist das vollständige Integrale oder die Wassermenge für einen beliebigen Bogen λ, nämlich
$M = \left(\frac{R^2 - r^2}{2 \operatorname{Tang} \beta}\right)(\lambda - \mu)\left(r \,.\, \operatorname{Cos} \gamma - r\left(\frac{\lambda + \mu}{2} - \gamma\right) \operatorname{Sin} \gamma\right) - (R^3 - r^3)\left(\frac{\operatorname{Sin} \lambda - \operatorname{Sin} \mu}{3 \operatorname{Tang} \beta}\right)$.

höchsten Punkte der Windung geht. Ist die Schnecke in einer ziemlich steilen Lage, und hat sie selbst 2 oder 3 Gänge, so wird diess noch immer der Fall seyn; ist aber der Neigungswinkel der Spindel β klein, so wird bei einer doppelten Schnecke das obere Gewinde in den Wassersack des darunter befindlichen Gewindes reichen; das letztere kann daher weniger aufnehmen, und es ist die verdrängte Wassermasse besonders zu berechnen und abzuziehen. Diese Wassermenge ergibt sich auf gleiche Art, indem man die Durchschnittspunkte des obern Gewindes mit der Oberfläche des Wassers im untern Gewinde bestimmt; allein nun wird die Rechnung noch mehr zusammengesetzt. Man sieht Fig. 6. Tab. 85. übrigens von selbst, dass unsere Rechnung für eine Schnecke, wie Fig. 6, Tab. 85, vorzüglich, wenn der Durchmesser der umgewundenen Röhre klein ist, nicht anzuwenden sey; in diesem Falle ist es weit zweckmässiger, die mittlere Länge des wasserhaltenden Bogens zu bestimmen, und selbe mit dem winkelrechten Querschnitte der umgewundenen Röhre zu multipliziren.

In der abgeleiteten Formel für die Wassermenge M in einem Gewinde erscheinen vier Glieder, wovon das zweite das wichtigste ist; das erste Glied ist schon weit unbedeutender, indem es die Wassermenge ausdrückt, welche durch den kubischen Inhalt der Spindel verdrängt wird. Das dritte und vierte Glied, oder die kubischen Inhalte der zwei Endpyramiden sind in den meisten Fällen so unbedeutend, dass sie füglich weggelassen werden können. Auf diese Art erhalten wir dann eine weit einfachere Formel.

Uebrigens wird noch erinnert, dass bei der Rechnung vorausgesetzt wurde, dass sich die Maschine nicht zu schnell herumdreht, demnach der wasserhaltende Bogen sich immer gehörig anfüllen könne, welches allerdings bei einer zu schnellen Bewegung nicht möglich ist. Ingleichem ist vorausgesetzt, dass die Maschine durchaus wasserdicht hergestellt sey, dass also weder Wasser aus einem Gewinde in das andere, noch aus der Schnecke selbst herauslaufen könne.

§. 163.

Bevor wir zur Vergleichung unserer Rechnung mit den Resultaten angestellter Versuche übergehen, müssen wir noch untersuchen, welchen Einfluss die Stellung der untern Oeffnung der Schnecke auf die von ihr gelieferte Wassermenge hat. Es leuchtet von selbst ein, dass für die vortheilhafteste Wirkung der Maschine, die in den Gewinden zwischen den einzelnen Wassersäcken enthaltene Luft von gleicher Beschaffenheit, wie die äussere atmosphärische seyn müsse. Diess setzt aber voraus, dass das untere Ende der Schnecke so in das Wasser eingetaucht sey, dass daselbst abwechselnd Luft und Wasser geschöpft wird. Würde man die Schnecke ganz unter Wasser stellen, so tritt die Luft von oben hinein, drängt sich in die Räume zwischen den Wassersäcken und treibt das Wasser unten heraus. Da diess in der Ausübung bekannt ist, so pflegt man häufig die Schnecken bis an die Achse der Spindel in das Wasser zu tauchen, oder die obere Hälfte über dem Wasser herausstehen zu lassen. Bei einem solchen Verfahren kann aber nicht das Maximum der Wassermenge geschöpft werden, welches wir Fig. 8. Tab. 86. nach unserer Berechnung erhalten. Soll nämlich das Wasser den höchsten Punkt d an der Spindel im ersten Gewinde erreichen, so muss der äussere Wasserstand bis zu der Projekzion dieses Punktes in der Grundfläche der Spindel, oder bis e′ reichen. Der

Abstand dieses Punktes e′ von dem höchsten Punkte b am Umfange der Spindel ist $be' = bc - ce' = r(1 - \mathrm{Cos}\,\gamma)$; von dem höchsten Punkte b′ am Umfange der äussern Schneckenlinie wäre aber dieser Abstand $b'e' = R - r . \mathrm{Cos}\,\gamma$. Da der Punkt e′ für die Wasserschöpfung von Wichtigkeit ist, so nennt man ihn den Normalpunkt. Fig. 8. Tab. 86.

Herr *Eytelwein* führt in seinem Handbuche der Mechanik fester Körper und der Hydraulik mehrere Versuche an, welche derselbe über den Einfluss anstellte, den das grössere oder mindere Eintauchen des untern Theiles einer Wasserschnecke auf die damit gehobene Wassermenge verursacht. Er liess nämlich eine gläserne Röhre von 0,25 Zoll innerer Weite um einen Zylinder winden, so dass der Durchmesser der zentrischen Linie 1,6 Zoll gross, und die ganze Schnecke von 15 Windungen, von Oeffnung zu Oeffnung 15 Zoll lang war. Hiernach ist die Tangente des Steigungswinkels der zentrischen Linie der Röhre $= \frac{1}{3{,}14159 . 1{,}6} = \mathrm{Tang}\ 11^\circ\ 15^{\mathrm{Min.}}$ Bei sämmtlichen Versuchen bildete der Neigungswinkel der Achse der Schneckenspindel mit dem Horizonte einen Winkel $\beta = 31^\circ$. Das Wasser wurde bei jedem Versuche zuerst in den Beharrungsstand gebracht, sodann machte man immer 100 Umdrehungen in Zeit von 5 Minuten; die erhaltene Wassermenge wurde genau ausgemessen, mit 100 dividirt, und so die Wassermenge für eine Umdrehung erhalten, welche offenbar dem Wasserbogen oder Wassersacke M in jeder Windung gleich ist.

I. Versuch. Die Einflussöffnung in ihrem tiefsten Stande war genau unter der Oberfläche des Wassers.

Wassermenge bei jeder Umdrehung = 0,0916 Kubikzoll.

II. Versuch. Wenn der vierte Theil von der Grundfläche der Spindel im Wasser eingetaucht war.

Wassermenge bei jeder Umdrehung 0,1145 Kubikzoll.

III. Versuch. Der Wasserspiegel stand bis an die Mitte der Grundfläche.

Wassermenge bei jeder Umdrehung 0,1469 Kubikzoll.

IV. Versuch. Der Wasserspiegel stand in der Mitte zwischen dem Mittelpunkte c und dem Normalpunkte e′.

Wassermenge bei jeder Umdrehung 0,1570 Kubikzoll.

V. Versuch. Die Oberfläche des Wassers stand genau gegen den Normalpunkt e′.

Wassermenge bei jeder Umdrehung 0,1796 Kubikzoll.

VI. Versuch. Wenn die Oeffnung am höchsten stand, so lag der Wasserspiegel zwischen dem Mittelpunkte der Oeffnung und dem Normalpunkte.

Wassermenge bei jeder Umdrehung 0,1698 Kubikzoll.

VII. Versuch. Die Oeffnung in ihrem höchsten Stande lag frei über dem Wasserspiegel.

Wassermenge bei jeder Umdrehung 0,1632 Kubikzoll.

VIII. Versuch. Das Wasser stand etwas in der Oeffnung, so dass nur wenig Luft geschöpft werden konnte.

Wassermenge bei jeder Umdrehung 0,0903 Kubikzoll.

IX. Versuch. Die Oeffnung in ihrem höchsten Stande war so weit unter dem Wasser, dass sie keine Luft schöpfen konnte, und ausserdem waren drei Windungen der Schnecke mit Wasser bedeckt.

Wassermenge bei jeder Umdrehung 0,0243 Kubikzoll.

Diese Versuche sind zwar im Kleinen, allein von einem bekannten scharfen Beobachter angestellt. Sie zeigen uns, dass die Wassermenge, wenn die Schnecke, wie im IX. Versuche gar keine Luft schöpfen konnte, sich zur Wassermenge, wenn die Schnecke genau bis an den Normalpunkt eingetaucht war, wie 243 : 1796 = 1 : 7 verhalte; ein Unterschied, der allerdings sehr bedeutend ist.

§. 164.

Die §. 161. vorgetragene Berechnung des Wasserinhaltes in einem Schneckengange ist, wie wir schon früher erinnerten, eine bloss statische, indem hiebei eine vollkommen horizontale Oberfläche des Wassers angenommen wurde. Mit Recht bemerkt Herr von *Langsdorf* in seiner Maschinenkunde, *Heidelberg* 1827, II. Band, 1. Abtheilung, Seite 168, dass das Wasser nur in dem Falle in den Gängen eine horizontale Oberfläche bilden könne, wenn es mit einer ganz kleinen Geschwindigkeit sich bewegt. Ist aber die Geschwindigkeit grösser, so wird das Wasser vorne, wo es in die Schnecke eintritt, niedriger stehen, demnach seine Oberfläche unter dem, durch die Rechnung bestimmten höchsten Punkte liegen, am hintern Theile des wasserhaltenden Bogens aber sich erhöhen und zurückfliessen. Beide Umstände vermindern die Wassermenge, und zwar desto mehr, je grösser die Geschwindigkeit des Wassers ist, oder je schneller die Umdrehung der Schnecke erfolgt.

Einen mindern Einfluss, der aber auch die Wassermenge vermindert, verursachen die Widerstände, welche das Wasser bei seiner Bewegung in dem schneckenförmigen Kanale findet. In Rücksicht dieser Widerstände muss die Wassermenge desto kleiner werden, je grösser die Länge des mit Wasser angefüllten Stückes in einem Gewinde, je enger der Kanal, oder je kleiner sein Querschnitt, und je grösser die Geschwindigkeit des Wassers ist.

Endlich übt auch die Fliehkraft einen Einfluss, indem sie das in den Gewinden befindliche Wasser von der Spindel gegen den Mantel der Schnecke treibt. — Die Berechnung des Einflusses aller dieser Umstände würde in jedem Falle sehr komplizirt seyn, es lässt sich daher auch nicht erwarten, dass unsere bloss statische Berechnung mit den Resultaten vorgenommener Versuche ganz genau übereinstimmt.

§. 165.

Die Akademie der Wissenschaften in Berlin hat in Rücksicht der Wichtigkeit dieses Gegenstandes bereits im Jahre 1765 einen Preis für die Theorie der Wasserschnecke ausgesetzt, welchen Herr Professor *Hennert* erhielt. In seiner »*Dissertation sur la Vis d'Archimede, qui a remporté le prix de Mathématique adjugé par l'Academie roy. des sciences et belles-lettres de Prusse, en* 1766, *par M. J. F. Hennert à Berlin* 1767« führt er mehrere Versuche an, die mit drei grossen Wasserschnecken in Holland gemacht wurden. Allein seine Beobachtungen sind nicht so vollständig, um sie mit unserer Theorie vergleichen zu können; überdiess sind die Unterschiede zwischen seinen bereits korrigirten Rechnungsresultaten und den Beobachtungen ausserordentlich gross, nämlich:

Beobachtete Wassermengen in 1 Minute	181	227	273	217	228	294	356	367	648	1140	Kubikfuss.
Nach der Korrekzion berechnete Wassermengen	373	386	529	406	365	487	659	557	1068	2163	

Da bei diesen Versuchen nicht genau angegeben ist, wie tief die Einflussöffnung der Schnecke unter Wasser gestanden sey, so lassen sich selbe mit unserer Berechnung nicht zusammenhalten.

§. 166.

Herr *Eytelwein* liess zum Behufe genauerer Versuche ein grösseres Modell einer Wasserschnecke mit möglichster Sorgfalt verfertigen und stellte mit derselben eine Reihe von Versuchen an, welche in seinem Handbuche der Mechanik und Hydraulik angeführt sind. Die Schnecke war nach Art der Tonnenmühlen gebaut, und hatte eine 2,7 Zoll dicke Spindel, um welche 18 Windungen herumgingen. Die Breite der Schneckenbreter vom Umfange der Spindel bis zur Bekleidung, oder die Breite der Windungsweite war 1,62 Zoll, so dass der Durchmesser der Schnecke im Lichten 5,94 Zoll betrug. Die Schneckenbreter hatten eine Dicke von ¼ Zoll, die Schnecke hatte doppelte Windungen oder zwei Einflussöffnungen; die Höhe einer Windungsweite war 1,16 Zoll und die Höhe des Schneckenganges 2,8 Zoll.

Um die Lage des Normalpunktes bei jedem Versuche zu bestimmen, wurde die Grundfläche der Schnecke durch eine Kreislinie an der Umfassung der Schnecke bemerkt; diese Linie war so eingetheilt, dass dadurch ein Durchmesser der Grundfläche gleiche Abtheilungen erhielt. Man konnte also jedesmal genau den Stand des Wasserspiegels gegen die Grundfläche angeben, wenn der höchste Punkt des Durchmessers, der hier 0 ist, so stand, dass zwei zusammengehörige Punkte der Kreislinie am Umfange in die Ebene des Wasserspiegels fielen. Die Schnecke wurde in ein sehr weites Gefäss mit Wasser unter einem Neigungswinkel von $50° = \beta$ gesetzt, und bei jedem Versuche suchte man den Wasserspiegel durch Zugiessen auf einerlei Höhe zu erhalten. Glückte dieses nicht ganz, so wurde das Mittel zwischen dem anfänglichen und folgenden Wasserstande genommen und in der vertikalen Kolumne II der nachstehenden Tafel dergestalt bemerkt, dass die negativen Entfernungen die Höhen des Wasserspiegels über 0 oder über den Normalpunkte e′, die positiven Entfernungen aber den Abstand des Wasserspiegels unter 0 oder unter e′ auf dem höchsten Durchmesser der Grundfläche gemessen, anzeigen. In der III. Kolumne der Tafel befindet sich die Anzahl der beobachteten Umdrehungen der Kurbel, welche sich an der Spindel der Schnecke befand, um ein Gefäss von ½ Kubikfuss genau mit Wasser anzufüllen. Die IV. Kolumne enthält die während dieser Zeit nach einem genauen Sekundenpendel beobachteten Sekunden. Endlich ist die V. und VI. Kolumne aus den beiden vorhergehenden berechnet, um die Versuche besser zu übersehen.

Wir erhalten nämlich z. B. bei dem zweiten Versuche die Anzahl Kubikzolle, welche eine Umdrehung liefert, wenn 864 durch 58 dividirt wird, welches $= 14{,}9$ Kubikzoll ist. Auf gleiche Art ergiebt sich die Anzahl (x) der Umdrehungen der Schnecke in einer Minute aus der Proporzion $58 : 85 = x : 60$, woraus $x = 41$, u. s. w.

No.	Entfernung vom höchsten Punkte in der Grundfläche. Zolle. b' e'	Anzahl der Umdrehungen der Kurbel.	Zeit, in der 864 Kubikzoll Wasser ausliefen. Sekunden.	Wassermenge bei einer Umdrehung. Kubikzoll.	Umdrehungen der Schnecke in einer Minute.
1	— 2,5	55	146	15,7	22
2		58	85	14,9	41
3		59	71	14,6	49
4		61	72	14,1	51
5		66	53	13,1	74
6		79	39	10,9	121
7	— 1,7	60	66	14,4	54
8	— 1,4	60	98	14,4	37
9	— 1,2	57	66	14,6	49
10	— 1,1	54	75	16,0	43
11		59	64	14,6	56
12	— 1,0	56	58	15,4	58
13	— 0,6	58	70	14,9	50
14	— 0,2	57	74	15,1	46
15		56	61	15,4	55
16	+ 0,1	53	64	16,3	49
17	+ 0,2	62	43	13,9	86
18	+ 0,3	60	53	14,4	68
19	+ 0,5	52	96	16,6	32
20		53	64	16,3	49
21	+ 0,8	50	94	17,3	32
22		60	50	14,4	72
23		61	48	14,1	76
24	+ 0,9	60	50	14,4	72
25		61	46	14,1	79
26	+ 1,0	51	82	16,9	37
27		56	52	15,4	64
28		57	49	15,1	70
29		58	48	14,9	72
30	+ 1,1	49	101	17,6	29
31		48	87	18,0	33
32		49	56	17,6	52
33		49	44	17,6	67
34		59	37	14,6	96
35		59	46	14,6	109
36	+ 1,2	50	62	17,3	48
37		56	46	15,4	73
38		61	46	14,1	79
39	+ 1,3	46	33	18,8	83
40		49	29	17,6	101
41		72	36	12,0	120
42		73	36	11,8	122
43	+ 1,4	56	61	15,4	55
44		56	47	15,4	71
45		53	43	16,3	74
46		55	40	15,7	82
47	+ 1,5	54	39	16,0	83
48	+ 1,6	52	43	16,6	72
49		46	31	18,8	89
50	+ 1,7	48	51	18,0	56
51		46	46	18,8	60
52		45	37	19,2	73
53		44	31	19,6	85
54		44	27	19,6	98
55		46	23	18,8	120
56	+ 1,8	47	49	18,4	57
57		46	38	18,8	73
58		45	28	19,2	96
59		48	26	18,0	111
60		49	23	17,6	128
61	+ 1,9	48	48	18,0	60
62		48	39	18,0	74
63	+ 2,0	49	40	17,6	73
64		47	29	18,4	97
65	+ 2,1	50	24	17,3	125
66	+ 2,2	49	34	17,6	86
67		50	27	17,3	111
68		51	24	16,9	127
69		66	30	13,1	132
70	+ 2,4	84	112	10,2	45
71		51	44	16,9	69
72		50	38	17,3	79
73		54	28	16,0	116
74	+ 3,0	123	165	7,0	44

Herr *Eytelwein* bemerkt ferner: Als bei dem Wasserstande $-1{,}5$ Zoll die Kurbel so schnell umgedreht wurde, dass 56 Umdrehungen in 23 Sekunden oder 146 in der Minute erfolgten, hörte der Ausfluss des Wassers ganz auf. Dasselbe erfolgte bei einem Wasserstande von $+1{,}3$, wenn die Schnecke in einer Minute 150 Umläufe machte.

Aus den vorstehenden Versuchen ergibt sich, dass es für einen jeden Wasserstand in Bezug auf die Grundfläche der Schnecke, eine Geschwindigkeit gibt, bei welcher die grösste Wassermenge für diesen Wasserstand erhalten wird. Die Versuche zeigen, so wie die Seite 231 mit der gläsernen Schnecke, wie äusserst wichtig es sey, dass das Wasser genau gegen den Normalpunkt stehe. Die kleinste Wassermenge beträgt nämlich im 74. Versuche bei einer Umdrehung 7 Kubikzoll, während sie bei dem 53. und 54. Versuche 19,6 Kubikzoll, oder beinahe dreimal so viel ausmachte, während der Neigungswinkel β der Schnecke bei jedem Versuche unveränderlich blieb.

Man sieht nun auch, warum die Wasserschnecken oder Tonnenmühlen in so üblen Ruf gekommen und so selten bei Wasserschöpfungen gebraucht wurden, ja warum man sogar der weit unvollkommneren Wasserschraube den Vorzug gab. Bei der letztern braucht nämlich die Stellung des Wasserspiegels gegen den Normalpunkt gar nicht berücksichtigt zu werden, während diess bei der Wasserschnecke oder Tonnenmühle ein Gegenstand von grösster Wichtigkeit ist.

Als der Wasserspiegel 1,7 Zoll unter dem höchsten Punkte der Grundfläche stand, war bei 85 und 98 Umdrehungen in der Minute die grösste Wassermenge unter allen Versuchen auf eine Umdrehung $= 19{,}6$ Kubikzoll, welches nun mit unserer Theorie zu vergleichen ist.

§. 167.

Nach den vorstehenden Angaben erhalten wir $2R = 5{,}94$ Zoll, $2r = 2{,}7$ Zoll; und $2h = 2{,}8$ Zoll, dann den Neigungswinkel der Schneckenspindel $\beta = 50^\circ$.

Demnach ist $\text{Tang}\,\alpha = \frac{2h}{2\pi.r} = \frac{2{,}8}{3{,}1416.\,2{,}7}$ und $\alpha = 18^\circ 16^{\text{Min.}}$. Nach der Gleichung (II) ist
$\text{Sin}\,\gamma = 0{,}3301.\,1{,}1918 = 0{,}3934$ und $\gamma = 23^\circ\,10^{\text{Min.}}$, also $\text{Cos}\,\gamma = 0{,}9194$.
Diess gibt $\text{Arc}\,\gamma.\,\text{Sin}\,\gamma + \text{Cos}\,\gamma = 0{,}4043.\,0{,}3934 + 0{,}9194 = 1{,}0785$. Nach (IV) ist
$1{,}0785 = \text{Arc}\,\gamma'.\,0{,}3934 + \text{Cos}\,\gamma'$. Da diese Gleichung keine direkte Auflösung zulässt, und die Gränze für γ' zwischen 180° und $360^\circ - (23^\circ\,10^{\text{Min.}})$ liegen muss, so setzen wir

$\gamma' = 236^\circ$, und es ist $1{,}0785 = 4{,}1190.\,0{,}3934 - 0{,}5592 = 1{,}0612$

ist aber $\gamma' = 237^\circ$, so ist $1{,}0785 = 4{,}1364.\,0{,}3934 - 0{,}5446 = 1{,}0827$. Da der genaue Werth für γ' dazwischen liegen muss, so können wir sagen: Die Differenz von $1^\circ = 60^{\text{Min.}}$ bewirkt die Differenz im Werthe der Gleichung von $0{,}0215$, wie viel Minuten (x) bewirken eine Differenz von $1{,}0785 - 1{,}0612 = 0{,}0173$ oder $60^{\text{Min.}} : 215 = x^{\text{Min.}} : 173$, woraus $x = 48^{\text{Min.}}$, demnach der nähere Werth $\gamma' = 236^\circ 48^{\text{Min.}}$. Für diesen Werth von γ' ist
$1{,}0785 = 4{,}1329.\,0{,}3934 - 0{,}5476 = 1{,}0783$. Werden für γ' die Werthe von $236^\circ\,47^{\text{Min.}}$ und $236^\circ\,49^{\text{Min.}}$ angenommen, so ist in beiden Fällen die Differenz des Werthes der Gleichung grösser, als $1{,}0785 - 1{,}0783 = 0{,}0002$. Da dieser Unterschied zu unbedeutend ist, so ist es auch nicht nöthig, den Werth für γ' in Sekunden auszudrücken.

Auf gleiche Art wird der Winkel μ nach der Gleichung $1{,}0785 = \mu.\,0{,}3934 + \frac{5{,}94}{2{,}7}.\,\text{Cos}\,\mu$ oder $0{,}4902 = \mu.\,0{,}1788 + \text{Cos}\,\mu$, und der Winkel μ' aus der Gleichung

$0{,}4902 = \mu' \,.\, 0{,}1788 + \text{Cos}\,\mu'$ berechnet, woraus sich $\mu = 75^\circ 12^{\text{Min.}}$ und $\mu' = 252^\circ 39^{\text{Min.}}$ ergibt. Substituirt man die gegebenen und gefundenen Werthe in die Seite 229 abgeleitete allgemeine Gleichung für die Wassermenge M in einem Gewinde, so ist M =

$$(2{,}97^2-1{,}35^2)\left(\frac{\text{Arc }252^\circ 39^{\text{Min.}}-\text{Arc }75^\circ 12^{\text{Min.}}}{2\,.\,1{,}1918}\right)1{,}35\left(1{,}0785-\tfrac{1}{2}(\text{Arc }252^\circ 39^{\text{Min.}}+\text{Arc }75^\circ 12^{\text{Min.}})0{,}3934\right)$$

$$-(2{,}97^3-1{,}35^3)\left(\frac{-0{,}9545-0{,}9668}{3\,.\,1{,}1918}\right)+(2{,}97-1{,}35)^2\cdot\frac{1{,}35\,(\text{Arc }75^\circ 12^{\text{Min.}}-\text{Arc }23^\circ 10^{\text{Min.}})\,0{,}2554}{9\,.\,1{,}1918}$$

$$+(2{,}97-1{,}35)^2\cdot\frac{1{,}35\,(\text{Arc }252^\circ 39^{\text{Min.}}-\text{Arc }236^\circ 48^{\text{Min.}})\,(-0{,}2982)}{6\,.\,1{,}1918}$$

$$M = 3{,}4992\cdot\frac{3{,}0971}{1{,}1918}\cdot 1{,}35\,(-0{,}0470)+7{,}9126\cdot\frac{1{,}9213}{1{,}1918}+2{,}6244\cdot\frac{1{,}35\,.\,0{,}9082}{9\,.\,1{,}1918}\cdot 0{,}2554$$
$$+\,2{,}6244\cdot\frac{1{,}35\,.\,0{,}2766\,(-0{,}2982)}{6\,.\,1{,}1918}$$

oder $M = -0{,}577 + 12{,}756 + 0{,}077 - 0{,}041 = 12{,}216$ Kubikzoll. Da aber die Schnecke zwei Windungen hatte, so muss der gefundene Inhalt doppelt genommen werden, und wir erhalten die Wassermenge für eine Umdrehung der Spindel $= 24{,}43$ Kubikzoll. Wird diess mit der grössten Wassermenge von $19{,}6$ Kubikzoll bei dem Versuche verglichen, so verhält sich die Beobachtung zur Rechnung wie $19{,}6 : 24{,}43 = 100 : 125$, oder die Rechnung gibt ein um den vierten Theil grösseres Resultat. Da aber unsere Rechnung nur nach statischen Grundsätzen geführt ist, und hiebei die Seite 232 erwähnten Rücksichten, wodurch die Wassermenge in der Ausübung verringert wird, nicht beachtet wurden, so kann das gefundene Resultat wohl als genügend angesehen werden. Die Rechnung des Herrn *Eytelwein*, welcher den Kubikinhalt des Wassers aus dem Produkte der Länge der zentrischen Linie des wasserhaltenden Bogens in den winkelrechten Querschnitt eines Ganges bestimmte, trifft zwar in diesem Falle noch genauer überein; ist aber die Schnecke grösser, so wird eine solche Rechnung weit abweichendere Resultate liefern.

Hinsichtlich der Bestimmung des Normalpunktes haben wir nach Seite 231 $be' = r\,(1-\text{Cos}\,\gamma) = 1{,}35\,(1-0{,}9194) = 0{,}1088$ Zoll; da aber bei dem Versuche der Normalpunkt nicht von b am Umfange der Spindel, sondern von dem höchsten Punkte am innern Umfange der Schnecke gemessen wurde, so muss hiezu noch die Breite der Windungsweite oder $R - r = 1{,}62$ Zoll addirt werden; hiedurch erhalten wir die Entfernung vom höchsten Punkte in der Grundfläche $= 0{,}1088 + 1{,}62 = 1{,}7288$ Zoll, wogegen im Versuche $1{,}7$ Zoll beobachtet wurde, welches also nahe genug übereinstimmt.

§. 168.

Kennt man die Wassermenge M, welche in einem Schneckengewinde vorhanden ist, so lässt sich auch die Kraft, welche zur Betreibung einer Schnecke erfordert wird, und der Effekt der letztern berechnen. Wir können hiebei wieder den allgemeinen *Cartesianischen* Grundsatz der Statik anwenden, dass das Produkt der Kraft in ihren Raum, dem Produkte der Last in den zugehörigen Raum, beide für einerlei Zeit ausgedrückt, gleichkommt.

Die Last besteht aus dem Gewichte des Wassers, welches in sämmtlichen Schneckengewinden enthalten ist. Nennen wir den Kubikinhalt des Wassers in einem Gewinde = M und die Anzahl der Schneckengewinde $= n$, so ist die zu überwältigende Last $= 56{,}4\,M . n$. Ist die ganze Hubshöhe $= H$, so wird das Wasser durch n Umdrehungen auf diese Höhe H, folglich bei einer Umdrehung der Spindel auf die Höhe $\frac{H}{n}$ gehoben, demnach ist das Moment der Last für eine Spindelumdrehung $= 56{,}4\,M . n \cdot \frac{H}{n} = 56{,}4\,M . H$. Wird die Kurbel, wie es gewöhnlich der Fall ist, durch eine Zahl von N Arbeitern umgetrieben, und setzen wir den Halbmesser der Kurbel $= A$, so ist gleichfalls das Moment der Kraft für eine Umdrehung $N . k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)\frac{22}{7} \cdot 2\,A$. Berücksichtigen wir die Reibung in den Zapfenlagern der Spindelachse, so hat die Kraft auch noch diesen Widerstand zu überwältigen. Es sey das Gewicht der ganzen mit Wasser gefüllten Schnecke $= Q$, so drückt $\frac{1}{2}\,Q$ auf den obern, und $\frac{1}{2}\,Q$ auf den untern Zapfen. Weil aber diese Drücke in der lothrechten Linie wirken, und wir den winkelrechten Druck D auf das Zapfenlager brauchen, so muss hier zu Folge der Zerlegung der Kräfte folgende Proporzion Statt finden, $D : \frac{1}{2}\,Q = G : L$, woraus $D = \frac{Q . G}{2\,L}$. Der Druck auf jeden Zapfen ist hier gleich, es wird also der ganze Druck $= \frac{Q . G}{L}$, und die hiedurch bewirkte Reibung $= \frac{m . Q . G}{L}$ seyn. Wenn beide Zapfen denselben Halbmesser e haben, so ist das Moment der Reibung $= \frac{m . Q . G}{L} \cdot \frac{22}{7} \cdot 2\,e$, demnach haben wir die Gleichung zwischen Kraft und Last $N . k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)\frac{22}{7} \cdot 2\,A = 56{,}4\,M . H + \frac{m . Q . G}{L} \cdot \frac{22}{7} \cdot 2\,e$. Hiezu käme noch jene Reibung, welche an der Grundfläche des untern Zapfens entsteht, die wir aber als zu unbedeutend vernachlässigen können.

Zur Berechnung des Effektes haben wir die Zeit einer Umdrehung $\frac{22}{7} \cdot \frac{2\,A}{v}$ und das Gewicht der während derselben ausgegossenen Wassermenge $= 56{,}4\,M$, demnach gibt die Proporzion $\frac{22}{7} \cdot \frac{2\,A}{v} : 56{,}4\,M = 3600\,z : \text{Effekt}$, den täglichen Effekt $= \frac{3600\,z . v . 56{,}4\,M}{{}^{22}\!/_{7} \cdot 2A}$. Wird in diesen Ausdruck der Werth für ${}^{22}\!/_{7} \cdot 2A$ aus der Gleichung zwischen Kraft und Last substituirt, so erhalten wir den Effekt $= \frac{3600\,z . v . N . k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) 56{,}4\,M}{56{,}4\,M . H + \frac{m . Q . G}{L} \cdot {}^{22}\!/_{7} . 2\,e}$. Dieser Ausdruck wird in Hinsicht der Verwendung der menschlichen Kraft zu einem Maximum, wenn $v = c$ und $z = t$, oder wenn die Arbeiter ihre mittlere Anstrengung ausüben. Es ist also auch hier, so wie bei den andern Wasserhebmaschinen für den Effekt nachtheilig, wenn die angestellten Arbeiter übermässig angestrengt werden. Der grösste Effekt ist

$$= \frac{3600\,t . c . N . k}{H + \frac{m . Q . G . 22 . 2e}{56{,}4\,M . L . 7}},$$ wo die Grundlinie $G = \sqrt{L^2 - H^2}$.

§. 169.

Zur Beurtheilung der Wirkung einer Wasserschnecke wird die Vergleichung ihrer Leistung mit andern Arbeiten erfordert. *Hachette* führt in seinem „*Traité des Machines*“

Seite 144 folgende Beobachtung an, welcher derselbe persönlich beigewohnt hatte: „Sechs „Mann arbeiteten täglich sechs Stunden an einer Wasserschnecke, und förderten stündlich „$91,_8$ Kubikmeter Wasser 1 Meter hoch.“

Nehmen wir hier in Ermanglung bestimmter Angaben stärkere Menschen an, wie es gewöhnlich bei Wasserschöpfungen der Fall ist, und setzen die mittlere Kraft $=$ 30 ℔ und $c = 3$ Fuss, dann auch $v = 3$ Fuss, so ist die bei der Arbeit ausgeübte Kraft $k = 30\,(2 - {}^3/_3)\,(2 - {}^6/_8) = 37,_5$ ℔. Die in einer Stunde auf die Höhe von 1 Meter $= 3,_{16}$ N. Oe. Fuss gehobene Last ist $91,_8 \,.\, 31,_{66} \,.\, 56,_4$. Demnach verhält sich der Effekt der verwendeten sechs Arbeiter bei dem Tragen einer Last während einem ganzen Tage zu jenem bei der beobachteten Wasserschnecke wie $3600 \,.\, 3 \,.\, 30 \,.\, 6 \,.\, 8 : 91,_8 \,.\, 31,_{66} \,.\, 56,_4 \,.\, 3,_{16} \,.\, 6 = 100 : 20$.

Hachette führt noch eine zweite Beobachtung von *Lamandè* an: „Achtzehn Arbei„ter wurden an einer Schnecke so angestellt, dass jedesmal 9 Mann arbeiteten, die ein„ander von 2 zu 2 Stunden ablösten. In jeder Stunde wurden 45 Kubikmeter auf die Höhe „von $3,_3$ Meter gefördert.“

Wir wollen wieder in Ermanglung näherer Angaben zuerst eine achtstündige Arbeit, oder für jede Parthie Arbeiter $z = 4$ Stunden, dann $v = c = 3$ Fuss, und die mittlere Kraft $=$ 30 ℔ annehmen, so ist die von den angestellten Arbeitern ausgeübte Kraft $k = 30\,(2 - {}^3/_3)\,(2 - {}^4/_8) = 45$ ℔, und der Effekt bei dem Tragen einer Last während dem ganzen Tage verhält sich zu jenem bei der Wasserschnecke wie $3600 \,.\, 3 \,.\, 30 \,.\, 8 \,.\, 9 : 45 \,.\, 31,_{66} \,.\, 56,_4 \,.\, 3,_3 \,.\, 3,_{16} \,.\, 4 = 100 : 14,_4$. Wird aber $z = 6$ Stunden oder eine dreimalige Ablösung der Arbeiter angenommen, so ist ihre Kraft, wie im ersten Falle $= 37,_5$ Pf. und das Verhältniss des Effektes $3600 \,.\, 3 \,.\, 30 \,.\, 8 \,.\, 9 : 45 \,.\, 31,_{66} \,.\, 56,_4 \,.\, 3,_3 \,.\, 3,_{16} \,.\, 6 = 100 : 21,_6$. Diese Verhältnisse erscheinen für die Wirkung einer Wasserschnecke äussert nachtheilig, allein es wäre unrecht, hieraus auf die geringe Brauchbarkeit der Maschine schliessen zu wollen. Da nämlich bei diesen Versuchen gar nicht angegeben ist, wie tief die Einflussöffnung unter dem Wasserspiegel gestanden sey, so dürfte man füglich annehmen, dass der grosse Einfluss, welchen die Stellung in Hinsicht des Normalpunktes verursacht, hier nicht beachtet worden sey. Die Seite 231 angeführten Versuche von *Eytelwein* zeigen aber, wie sehr die Wassermenge in dieser Rücksicht grösser und kleiner werde.

Da die Wasserschnecke, so wie ein Schaufelwerk an einem Gerüste hängt, womit sie an ihrem untern Ende mehr oder weniger in das Wasser gesenkt werden kann, so muss in der Ausübung, wenn Wasser bei Grundbauten geschöpft wird, die Schnecke dem Wasserstande folgen, oder nach und nach herabgelassen werden, wenn man den grössten Effekt erreichen will. Auch darf die Umdrehung derselben nicht zu schnell vorgenommen werden, weil sonst das Wasser das erste Gewinde nicht gehörig zu füllen vermag.

In Hinsicht der Widerstände, welche die Bewegung in den Gewinden verursacht, ist es einleuchtend, dass eine Schnecke von doppelter Weite und einer angenommenen Geschwindigkeit weit mehr leisten muss, als eine Schnecke mit dem einfachen Querschnitte und doppelter Geschwindigkeit; eben so wird eine Schnecke mit 3 Gewinden bei einer kleinern Geschwindigkeit mehr leisten, als eine Schnecke bei verhältnissmässig grösserer Geschwindigkeit.

§. 170.

Die **Wasserschraube** besteht, wie wir bereits erinnerten, aus einer Schnecke ohne daran befestigten Mantel; der letztere liegt nämlich auf dem Boden fest, und reicht nur etwas über die Achse der Spindel hervor. Der obere Theil einer solchen Wasserschraube ist daher offen, und wenn er auch mit einem Mantel bedeckt ist, so bleibt doch zwischen demselben und den Schraubengewinden ein hinlänglicher Raum zum Zutritte der Luft übrig. Man sieht von selbst, dass die Wassermenge, welche eine solche Schraube liefert, einerlei sey, es mögen nun bloss ein, oder mehrere Gewinde unter dem Wasserspiegel eingetaucht seyn. Aus dieser Ursache wird die Wasserschraube gewöhnlich dort angewendet, wo der Wasserspiegel veränderlich ist, und die Wasserschöpfung eine längere Zeit dauert.

In Holland, in den Gegenden der Niederelbe und an andern Orten wird die Wasserschraube zum Ausschöpfen des Regenwassers verwendet, welches sich in den eingedämmten Ländereien ansammelt, oftmals wird dieses Wasser in einen höhern Kanal gehoben und dient dann wieder zur Bewässerung anderer Grundstücke. Die Betreibung dieser Maschine erfolgt gewöhnlich durch die Kraft des Windes.

Herr von *Wittmann* gibt in dem Seite 201 erwähnten Werke die Beschreibung und Zeichnung einer grossen **Wasserschrauben-Windmühle**, welche er auf seinen Reisen in *Holland* und in der Gegend von *Hamburg* kennen lernte. Diese Windmühle betreibt zwei Getreidemahlgänge und nebstbei eine Wasserschraube, womit das Wasser acht Fuss hoch über einen Damm gehoben wird. Auf der Windwelle befindet sich ein Kammrad von 72 Kämmen mit $5\frac{1}{2}$ zölliger Theilung; diess greift in eine lange vertikale Welle mittelst des an ihrem obern Ende befestigten Drehlinges mit 30 Stöcken ein. Tiefer unten an der Welle befindet sich ein Stirnrad mit 102 Kämmen und $3\frac{1}{2}$ zölliger Theilung, welches zu jeder Seite ein Getriebe mit 34 Stöcken bewegt. An der eisernen Welle dieser Getriebe sind die Mühlsteine von $5\frac{1}{3}$ Fuss im Durchmesser angebracht. An dem untersten Theile der vertikalen Welle ist ein Kammrad mit 80 Kämmen und $4\frac{1}{2}$ zölliger Theilung befestigt, dieses greift in ein Rad mit 52 Stöcken am obern Theile der Welle der Wasserschraube ein. Diese Schraube war 24 Fuss lang, hatte 3 Gänge zu 2 Fuss im Lichten, und einen Durchmesser von 6 Fuss.

Aus diesen Angaben ergibt sich, dass für eine Umdrehung der Windwelle die Wasserschraube $\frac{72}{30} \cdot \frac{80}{52} = 3\frac{3}{4}$mal herumging; wurden aber die zwei Mahlgänge in Betrieb gesetzt, so liefen die Mühlsteine $\frac{72}{30} \cdot \frac{102}{34} = 7\frac{1}{5}$mal während einer Umdrehung der Windwelle herum. Ist der Wind hinlänglich stark, so wird das Wasser über den 8 Fuss hohen Damm gehoben, und zugleich auch auf beiden Gängen gemahlen, welches allerdings eine vorzügliche Einrichtung ist.

§. 171.

Herr *Eytelwein* hat mit einem kleinen, aber sehr genau gearbeiteten Modelle einer Wasserschraube **Versuche** angestellt, welche wir wieder mit der vorgetragenen Theorie vergleichen können. Diese Wasserschraube hatte 3 Gänge und war mit einem Vorgelege versehen, wobei 3 Umläufe der Schraube auf 2 Kurbelumdrehungen kamen.

Der Durchmesser der ganzen Schraube war $2\frac{5}{8}$ Zoll, die Dicke der Spindel $\frac{7}{8}$ Zoll, die Breite der Schraubenbreter oder die Breite der Windung $\frac{7}{8}$ Zoll, die Höhe der Windungsweite ebenfalls $\frac{7}{8}$ Zoll; die Dicke der Schraubenbreter beiläufig $\frac{1}{8}$ Zoll; die Höhe des Schraubenganges 3 Zoll, endlich die ganze Länge der Schraube 18 Zoll.

Der untere Theil der Schraube wurde in ein mit Wasser gefülltes Behältniss so gestellt, dass immer wenigstens eine Windung sich unter dem Wasser befand. Die Schraubenachse hatte bei allen Versuchen eine Neigung von $30^\circ = \beta$ gegen den Wasserspiegel. Das geschöpfte Wasser wurde in einem Gefässe aufgefangen, welches genau 200 Kubikzolle enthielt; die verflossene Zeit wurde mittelst eines Sekundenpendels gezählt.

No. der Versuche.	Umdrehungen der Kurbel.	Zeit, in welcher 200 Kubikzoll Wasser ausliefen. Sekunden.	Wassermenge bei einer Umdrehung der Schraube. Kubikzoll.	Umläufe der Schraube in einer Minute.
1	124	260	1,07	43
2	80	137	1,66	52
3	49	49	2,72	90
4	45	40	2,96	101
5	40	29	3,33	124
6	37	21	3,60	159
7	38	18	3,51	190
8	39	18	3,42	195
9	44	18	3,02	220
10	51	17	2,61	270
11	150	42	0,89	321

Wurde die Schraube sehr langsam herum gedreht, so gab sie gar kein Wasser, obgleich der Spielraum zwischen dem Kumm oder Trog und den Schraubenbretern äusserst gering und alles gut zylindrisch abgedreht war. Man erkannte diess vorzüglich auch daraus, weil bei der Bewegung des Modelles ein Klemmen entstand, zu dessen Ueberwältigung eine merkliche Kraft verwandt werden musste. Selbst wenn 10 Kurbelumdrehungen in 32 Sekunden Statt hatten, gab die Schraube noch kein Wasser; war aber die Geschwindigkeit ein wenig grösser, so fing das Wasser an, tropfenweise auszufliessen. Herr *Eytelwein* nahm daher an, dass die Schraube bei 28 Umdrehungen in der Minute noch kein Wasser gibt.

In obiger Tabelle sind die zwei letzten Kolumnen aus den nebenstehenden Beobachtungen berechnet, wobei 2 Kurbelumdrehungen auf 3 Umläufe der Schraube kommen. Man sieht, dass die grösste Wassermenge bei 159 Umläufen in einer Minute Statt hatte; bei mehr oder weniger Umläufen war die Wassermenge geringer; im ersten Falle konnte nämlich das Wasser nicht schnell genug aus dem untern Behälter folgen; bei einer langsamern Umdrehung ging aber zu viel Wasser durch den Spielraum verloren.

§. 172.

Wir können nun wieder die, bei den vorigen Versuchen gefundene grösste Wassermenge mit unserer §. 161 vorgetragenen Theorie vergleichen. Den vorstehenden Angaben zu Folge ist nämlich $2R = 2\,{}^5\!/_8$ Zoll, $2r = {}^7\!/_8$ Zoll, $2h = 3$ Zoll und der Neigungswinkel der Schraubenspindel $\beta = 30^\circ$.

Demnach ist $\text{Tang}\,\alpha = \frac{2h}{2\pi . r} = \frac{3 . 8}{3{,}14159 . 7}$ und $\alpha = 47^\circ\, 30^{\text{Min.}}$. Aus der Gleichung (II) findet man $\gamma = 39^\circ\, 3^{\text{Min.}}$, also $\text{Sin}\,\gamma = 0{,}6300$, $\text{Cos}\,\gamma = 0{,}7766$ und $\text{Arc}\,\gamma = 0{,}6816$, dann $\text{Arc}\,\gamma . \text{Sin}\,\gamma + \text{Cos}\,\gamma = 1{,}2060$. Eben so ergibt sich aus der Gleichung $1{,}2060 = \gamma' . 0{,}6300 + \text{Cos}\,\gamma'$ der Winkel $\gamma' = 196^\circ\, 46^{\text{Min.}}$, ferner aus der Gleichung $0{,}4020 = \mu . 0{,}2100 + \text{Cos}\,\mu$ der Winkel $\mu = 84^\circ\, 45^{\text{Min.}}$ und aus $0{,}4020 = \mu' . 0{,}2100 + \text{Cos}\,\mu'$ der Winkel $\mu' = 241^\circ\, 11^{\text{Min}}$. Werden alle diese Werthe in die §. 161 gefundene Gleichung für den kubischen Inhalt des Wassers in einem Gewinde substituirt, so ist derselbe, oder $M =$

$$(1{,}3125^2 - 0{,}4375^2)\left(\frac{\text{Arc}\,241^\circ 11^{\text{Min}} + \text{Arc}\,84^\circ 45^{\text{Min}}}{2 . 0{,}5774}\right) 0{,}4375 \left(1{,}2060 - {}^1\!/_2(\text{Arc}\,241^\circ 11^{\text{Min}} + \text{Arc}\,84^\circ 45^{\text{Min}})\,0{,}6300\right)$$

$$- (1{,}3125^3 - 0{,}4375^3)\left(\frac{-0{,}8762 - 0{,}9958}{3 . 0{,}5774}\right) + \frac{(1{,}3125 - 0{,}4375)^2 . 0{,}4375\,(\text{Arc}\,84^\circ 45^{\text{Min}} - \text{Arc}\,39^\circ 3^{\text{Min}})\,0{,}0915}{9 . 0{,}5774}$$

$$+ \frac{(1{,}3125 - 0{,}4375)^2 . 0{,}4375\,(\text{Arc}\,241^\circ 11^{\text{Min}} - \text{Arc}\,196^\circ 46^{\text{Min}})\,0{,}4820}{6 . 0{,}5774}$$

$$= \frac{0{,}7656}{0{,}5774} \cdot 2{,}7308 . 0{,}4375\,(-0{,}5859) - \frac{0{,}7257}{0{,}5774}(-1{,}8720)$$

$$+ \frac{0{,}8750^2 . 0{,}4375}{9 . 0{,}5774} \cdot 0{,}7976 . 0{,}0915 - \frac{0{,}8750^2 . 0{,}4375}{6 . 0{,}5774} \cdot 0{,}7752 . 0{,}4820$$

oder $M = -0{,}9280 + 2{,}3528 + 0{,}0047 - 0{,}0361 = 1{,}3934$ Kubikzoll. Diess ist die Wassermenge in einem Gange; da aber die Schraube drei Gänge hatte, so kommen auf jede Umdrehung $3 . 1{,}3934 = 4{,}1802$ Kubikzoll, wogegen die Erfahrung $3{,}6$ Kubikzoll gab. Die Differenz muss hier vorzüglich von jener Wassermenge herrühren, welche durch die Spielräume verloren geht. Herr *Eytelwein* berechnet diesen Wasserverlust auf folgende Art: Bei 28 Umdrehungen in 60 Sekunden gab die Schraube noch kein Wasser; es muss also bei jeder Umdrehung in ${}^{60}\!/_{28} = {}^{15}\!/_7$ Sekunden die gehobene Wassermenge, welche nach seiner Rechnung $= 4{,}076$ Kubikzoll ist, ganz verloren gehen. Bei der im Versuche beobachteten grössten Wassermenge wurden 159 Umdrehungen in 60 Sekunden, also eine Umdrehung in ${}^{20}\!/_{53}$ Sekunden gemacht. Man findet demnach den Wasserverlust für diesen Fall aus dem vierten Gliede der Proporzion ${}^{15}\!/_7 : 4{,}076 = {}^{20}\!/_{53} : 0{,}718$. Demnach wäre ohne diesem Wasserverluste die bei der Beobachtung gelieferte Wassermenge eigentlich $= 3{,}6 + 0{,}718 = 4{,}318$ Kubikzoll gewesen.

Diese Wassermenge verhält sich zu der nach unserer Formel berechneten, wie $4{,}318 : 4{,}1802 = 103 : 100$, welcher Unterschied allerdings als sehr unbedeutend und geringer, als die von Herrn *Eytelwein* gefundene Differenz zwischen der Beobachtung und seiner

Rechnung erscheint. Wir können demnach unsere Bestimmung des kubischen Inhaltes auch bei Wasserschrauben anwenden.

Der Wasserverlust wird übrigens bei Wasserschrauben weit grösser seyn, als bei diesem Modelle, wo die Schaufelbreter so dicht an den Trog anschlossen, dass ein Klemmen entstand und zur Ueberwältigung desselben eine merkliche Kraft verwendet werden musste; diess letztere würde bei einer grossen Schraube sehr nachtheilig seyn. Wenn also der Wasserstand im Sumpfe unveränderlich ist, so verdient eine Tonnenmühle immer den Vorzug, wogegen bei einem veränderlichen Wasserstande die Wasserschrauben mit Vortheil anzuwenden sind.

Wir bemerken übrigens noch, dass Wasserschnecken oder Tonnenmühlen gewöhnlich so gestellt werden, dass ihre Achse mit dem Horizont einen Winkel von 45 bis 60 Grad bildet; bei einer Wasserschraube wird aber dieser Winkel mit 30 Grad angenommen. Wenn auch Pumpen und andere Wasserschöpfmaschinen einen grössern Effekt leisten, so sind doch Schnecken vorzüglich bei schlammigen Wasser vortheilhaft zu verwenden.

VIII. Kapitel.

Spiralpumpe.

§. 173.

Die Spiralpumpe, welche Fig. 10 bis 12, Tab. 85 dargestellt erscheint, gehört zunächst zu jenen Maschinen, die zum Heben des Wassers auf beträchtlichere Höhen verwendet werden können. Bevor wir jedoch zur nähern Beschreibung und Berechnung dieser Maschine übergehen, müssen wir noch einer kleinern, auf derselben Tafel Fig. 8 und 9 gezeichneten Maschine erwähnen. Fig. 10. bis 12. Tab. 85.

Diese Maschine wird häufig mit dem Namen der kleinen Spiralpumpe bezeichnet, ist aber eigentlich ein Schöpfrad mit spiralförmigen Wasserkästen oder Schneckengängen. Ein solches Schöpfrad wird gewöhnlich durch ein unterschlächtiges, in freien Fluss gestelltes Wasserrad, seltener durch eine Kurbel mittelst Menschen betrieben. Die Welle n o (Fig. 9) des Wasserrades läuft durch das Schöpfrad A B C D und die daran befestigte Röhre oder Tromme p q r s, welche auf der Seite p q geöffnet ist. Dagegen ist das Schöpfrad auf dieser Seite ausserhalb der Tromme r s geschlossen und wasserdicht mit derselben bei r s verbunden, auf der entgegengesetzten Seite C D aber ganz geschlossen und wasserdicht mit der Welle verbunden. Von der Welle gehen innerhalb des Schöpfrades und der Tromme sechs gerade Scheidewände n a, o b, o c .... aus, und von dem Ende dieser Wände, oder von a, b, c ... aus, gehen innerhalb des Schöpfrades die spiral- oder schneckenförmig gewundenen Röhrengänge nach der Richtung a a′ a″, b b′ m b″, c c′ c″ .... und bilden bei a″, b″, c″ ... viereckige Oeffnungen, mittelst welcher das Wasser geschöpft werden kann. Wird nun das Schöpfrad, wie Fig. 8 zeigt, bis m in das Wasser gesenkt, und in der Richtung b′ m b″ bewegt, so schöpft der unterste Gang Wasser, welches bei der fortgesetzten Bewegung immer mehr gehoben wird, bis es endlich in die Tromme p q r s gelangt, und dort, wie bei jedem andern Schöpfrade, in einen untergesetzten Fangtrog ausgeschüttet wird. Von da aus leitet man das gehobene Wasser in Gerinnen auf die zu bewässernden Grundstücke, oder wo man es sonst bedarf. Fig. 8. und 9.

Die Anzahl Gänge oder Gewinde eines solchen Schöpfrades beträgt 4 oder 6, und sie werden gewöhnlich von Blech verfertigt, da sie von Holz nicht so leicht wasserdicht hergestellt werden könnten; diese Gewinde können auch unmittelbar am Umfange des Wasserrades angebracht werden. Mit diesem Schöpfrade kann aber das Wasser nur auf die Höhe m n, also nicht ganz bis zum Mittelpunkte des unterschlächtigen Wasserrades gehoben werden; hat also z. B. das letztere 16 Fuss im Durchmesser, so kann man das Wasser nur beiläufig 7 Fuss hoch heben. Wegen dieser unbedeutenden Hubshöhe und kostspieligen Konstrukzion wird dieses Schöpfrad nicht häufig gebraucht.

§. 174.

Fig. 10. bis 12. Tab. 85. Die Spiralpumpe (*Pompe spirale*) Fig. 10 bis 12, wurde im Jahre 1746 von einem Zinngiesser in *Zürich*, Nahmens *Andreas Wirz* erfunden. Sie besteht aus einem langen Rohre, welches nach Art der Archimedischen Schnecke schrauben- oder schlangenförmig um eine Welle gewunden ist, und an einem Ende A mit einem weiten trichterförmigen Einflusse, dem sogenannten Horn (*Corne*) versehen ist, am andern Ende B aber mit einer Röhre BD in Verbindung steht, an derem Ende das Steigrohr (*Tuyau montant*) EF befestigt ist. Auch diese Maschine wird gewöhnlich durch ein unterschlächtiges, in ein Gerinne gestelltes Wasserrad betrieben; wird das letztere in Bewegung gesetzt, so taucht das Horn A in den Fluss ein, und schöpft Wasser; wie es aber in das Freie tritt, schöpft es wieder Luft. Bei der ferneren Umdrehung rückt das Wasser in dem Schlangenrohre weiter, und das neu geschöpfte Wasser sperrt die geschöpfte Luft ab. Auf diese Art befinden sich in dem ganzen Schlangenrohre abwechselnd Wasser- und Luftschichten, die gleichförmig vorrücken, und bis zur letzten Windung bei B gelangen. Hier kann das Wasser nirgends ausweichen, es muss also durch das horizontale Rohr BD und die Steigröhre EF weiter rücken und endlich bei F ausfliessen. Dieser Ausfluss ist aber nicht gleichförmig, indem abwechselnd, wie es bei dem Schöpfen mittelst des Hornes A der Fall war, bei F Wasser und Luft heraustritt.

Zur Versinnlichung der Wirkung einer Spiralpumpe kann man sich am zweckmässigsten eines gläsernen Modelles, das in einen Behälter gesetzt wird, bedienen, weil die Wasserstände in jeder Windung sich daran deutlich erkennen lassen. Es seyen hier die Durchmesser der Windungen oder Gänge der Röhre durchaus gleich, z. B. 10zöllig, die innern Weiten der gläsernen Röhre aber abnehmend, so dass die Röhre zunächst dem Horne den grössten, jene aber zunächst der Steigröhre den kleinsten Durchmesser hat. Ein solches Modell wird am besten dadurch konstruirt, wenn die verjüngte Glasröhre um einen Zylinder gewunden wird. Wird dieses Modell durch eine Kurbel umgetrieben, so wird nach einigen Umdrehungen das geschöpfte Wasser in der ersten Windung oben bei a, und unten bei m anstehen, demnach die Hälfte des kubischen Inhaltes der Windung einnehmen. Fig. 10. Tab. 86. In der zweiten Windung wird das Wasser zwar wieder bis zum obern Rande b reichen, allein unten etwas höher hinauf, bis n gehen; da nämlich der Durchmesser der Röhre hier bereits kleiner ist, das einmal geschöpfte und von der Luft abgeschlossene Wasser aber wegen seiner Unzusammendrückbarkeit einen gleichen kubischen Inhalt, wie im ersten Gewinde einnimmt, so muss es sich bis zu n erheben. Aus demselben Grunde erhebt es sich im dritten Gewinde bis o, im vierten bis p . . . und im letzten bis k, während es an dem obern Theile des Schlangenrohres bis zu b, c, d . . . g ansteht. Es folgt nun von selbst, dass die im ersten Gewinde von dem Horne geschöpfte Luft, welche nebst dem Drucke der Atmosphäre noch von der Wassersäule a m gepresst wird, im zweiten Gewinde den Raum c n, welcher kleiner als b m ist, einnehme; im dritten Gewinde nimmt sie d o ein, welches wieder kleiner als c n ist . . . . ., im letzten Gewinde endlich ist diese Luft in den Raum g k eingeengt.

Nach dem *Mariotti*'schen Gesetze (II. Band, §. 64.) wird diese, auf solche Art in einen fortwährend kleinern Raum eingeengte Luft auch in demselben Masstabe einen immer grössern Druck auf das sie absperrende Wasser ausüben. Man sieht zugleich, dass, wenn die Verminderung des Durchmessers und die Anzahl der Windungen hinreichend ist, man mit dieser Maschine das Wasser auf eine bedeutende Höhe zu heben vermag. Da also die Wirkung der Maschine auf dem abwechselnden Schöpfen der Luft und des Wassers, und dem Komprimiren der Luft besteht, so folgt von selbst, dass derselbe Zweck auch dadurch erreicht werden könne, wenn die mittlern Durchmesser der Windungen vom Horne an gegen das Steigrohr zu abnehmen, sämmtliche Röhren aber in ihrer innern Weite gleich bleiben. Auch bei einer solchen Spiralpumpe muss sich nämlich das Wasser von Gewinde zu Gewinde auf die Höhen n, o, p...k erhöhen, demnach die Luft immer mehr zusammengepresst werden, und endlich eine solche Spannung oder Elastizität erlangen, dass sie das Wasser durch die Steigröhre herauszupressen vermag. Auf diese Art gibt es also zwei Gattungen Spiralpumpen. Fig. 10. Tab 86.

Bei der ersten Maschine, welche von *Wirz* in *Zürich* erbaut wurde, waren die Windungen schneckenförmig wie bei einer Uhrfeder in einer Vertikalebene; bei den spätern Maschinen wurden selbe aber wie Fig. 10, Tab. 85 neben einander fortlaufend gemacht.

§. 175.

Bei der Herstellung einer solchen Spiralpumpe hat man darauf zu sehen, dass die Gewinde in einer unverrückten Lage gegen die Welle erhalten werden. Diess geschieht mittelst der Stützen, wie Fig. 10 zeigt, und den daran befestigten Ringen, welche die Schlangenröhre umschliessen. Ein jedes Gewinde wird durch wenigstens zwei solche Stützen getragen. Die Gewinde sollen übrigens entweder in ihrem mittlern Durchmesser oder in der lichten Weite der Röhre gleichförmig verjüngt seyn, weil nur dann eine gleichförmig zunehmende Kompression der Luft eintritt. Das Ende GB der letzten Windung ist, wie Fig. 10 bis 12 zeigt, luft- und wasserdicht an das Rohr B angeschlossen, welches im Durchschnitte wie Fig. 11 geformt ist. Am Ende dieses Rohres ist der eiserne Zapfen cp in die Wasserradswelle C festgemacht, am entgegengesetzten Ende aber an dem Rohre ein Ansatz qr vorhanden, welcher sich also gemeinschaftlich mit der Radwelle C und allen Windungen herumdreht. Fig. 10. bis 12. Tab. 85.

Dagegen muss der Theil dmfgihke, an dessen weiterer Verlängerung bei D das Steigrohr EF befestigt ist, während der Radumdrehung auf dem Querbalken H unverrückt liegen bleiben, welches hier auf gleiche Art bewirkt wird, wie wir es schon Tab. 34 Fig. 3 bis 5 im I. Bande bei den eisernen Achsen und Hülsen der Stadtwägen erklärt haben. In unserm Falle wird nämlich über den Ansatz qr Hanf oder einige getheerte lederne Scheiben aufgelegt, sodann das Rohr mfgihk angesteckt, und zuletzt die Platte mdek mittelst mehrerer Schrauben gehörig angezogen. Bei der Umdrehung bleibt nun dmfgihke in unverrückter Lage, während qr sich innerhalb dieses Rohrs herumdreht, wobei also jederzeit eine Reibung eintritt. Derselbe Zweck kann auch durch eine Stopfbüchse erreicht werden.

Die Windungen oder Schlangen der Spiralpumpe werden gewöhnlich von Kupfer verfertigt, die Steigröhre ist von Eisen, oder auch von gebohrten hölzernen Röhren; der Querschnitt derselben soll nie kleiner als der Querschnitt der letzten Windungsröhre seyn.

§. 176.

Eine solche Spiralpumpe wurde im Jahre 1784 in *Archangelsky* bei *Moskau* durch Herrn *Norberg* mit gutem Erfolge ausgeführt, wie Herr *Lempe* in seinem Magazin der Bergbaukunde XI. Theil, *Dresden* 1795, Seite 38 berichtet. Bei dieser Maschine liefen zwei Schlangen von geschlagenem Kupfer neben einander fort, die Fugen waren mit Zinn gelöthet, und jede Schlange hatte 6½ Windungen; diese letztern bildeten aber keinen Kreis, sondern ein Achteck. Der Durchmesser dieses Achtecks war 18 schwedische Fuss, der Röhrendurchmesser bei der einen Schlange 3, bei der andern 4 schwedische Zoll; das Rad machte in jeder Minute 3 Umläufe, und hob während dieser Zeit 7 Kubikfuss Wasser 72 Fuss hoch. Die gehobene Wassermenge war also in der Stunde $60 . 7 = 420$ und in einem Tage $24 . 420 = 10080$ Kubikfuss. Die Länge der Röhrenleitung war 740 Fuss. Man sieht leicht, dass die achteckigen Windungen hier einen Verlust an Kraft und Effekt verursachten.

Im Jahre 1779 wurden zu Florenz nach den Verbesserungen von Daniel *Bernoulli* Versuche mit einer Spiralpumpe angestellt, wobei in jeder Minute gegen 2,5 Kubikfuss Wasser auf 100 Fuss Höhe gehoben wurden.

Die Beschreibung der Spiralpumpe, so wie selbe von *Wirz* erfunden wurde, befindet sich im III. Bande der Verhandlungen der naturforschenden Gesellschaft in *Zürich* vom Jahre 1766. In den *Petersburger Commentarien* vom Jahre 1772 finden sich die ersten theoretischen Untersuchungen über diesen Gegenstand von Daniel *Bernoulli* vor. In den Abhandlungen der königl. schwedischen Akademie der Wissenschaften vom Jahre 1783 und 1784 kommen vollständige Untersuchungen hierüber vor. Eine ausführliche Theorie ist aber in dem Handbuche der Mechanik und Hydraulik vom Herrn *Eytelwein* enthalten.

Uebrigens sieht man leicht, dass der Name Spiralpumpe für diese Maschine eigentlich nicht passt, weil ihr die Haupttheile der Pumpen, nämlich die zwei *Ventile* und der Kolben fehlen. Der Vorzug dieser Maschine vor den Pumpen liegt eben darin, dass hiebei kein Wasserverlust, wie es bei Ventilen immer der Fall ist, eintritt, und dass die Reibung in der Stopfbüchse oder der Verbindungsröhre zwischen den Windungen und dem Steigrohre geringer, als jene eines Kolbens ist.

§. 177.

Die fortschreitende Zusammendrückung der Luft in jeder Spiralpumpe erfordert nach dem *Mariotti*'schen Gesetze, dass die Räume der eingeschlossenen Luft im verkehrten Verhältnisse des Druckes abnehmen. Zu diesem Zwecke muss man, wie schon bemerkt wurde, entweder die Halbmesser der Windungen abnehmen lassen, oder das Schlangenrohr nach jeder Windung enger machen. Weil aber die Steighöhe von der Summe der Wassersäulen in den Windungen bewirkt wird, so ist es vortheilhafter, diese Wassersäulen gross, oder alle Halbmesser der Windungen von gleicher Grösse zu machen, und die Verminderung des zusammengedrückten Luftraumes durch Verminderung der Querschnittsfläche der folgenden Röhren zu bewirken. Fig. 10. Tab. 86. Wir wollen daher zuerst eine Spiralpumpe betrachten, wobei der mittlere Durchmesser der Windungen durchaus gleich ist, die Querschnittsflächen der Röhren aber von dem Horne bis gegen die Steigröhre fortwährend abnehmen. In der ersten Windung, welche sich zunächst dem

Fig 10. Tab. 86.

Horne befindet, worin aber die Luft bereits von der äussern atmosphärischen durch den Wasserbogen am abgeschlossen ist, wird jeder Punkt m an der Oberfläche des Wassers von der Wassersäule am und von dem auf a wirkenden atmosphärischen Druck von 32 Fuss $= h$ gedrückt. Es wird also der Druck auf die in dem Bogen bm eingeschlossene Luft in jedem Punkte $= h + bm$ seyn, und eben so stark wird offenbar die Oberfläche des Wassers bei b gedrückt. Die Verengung der Röhre, welche im zweiten Gewinde Statt findet, ist, wie bereits bemerkt wurde, die Ursache, dass sich das Wasser im zweiten Gewinde bis n erhebt, es wird also ein jeder Punkt in der Fläche n von der Wassersäule bn, und weil in b bereits der Druck $h + bm$ vorhanden ist, im Ganzen von $h + bm + cn$ zusammengepresst werden. Die Kompression der Luft in dem zweiten abgeschlossenen Bogen cn ist daher eben so gross, oder $= h + bm + cn$. Auf dieselbe Art werden die Drücke, welche auf die abgeschlossene Luft in jedem folgenden Rohre wirken, immer um die Höhe der vorhergehenden Wassersäule vermehrt, und in der letzten Windung wird die eingeschlossene Luft von $h +$ der Summe aller Wassersäulen in den Windungen gedrückt. Diese Luft erfährt aber von der andern Seite einen Gegendruck, welcher für den Zustand des Gleichgewichtes eben so gross seyn muss; dieser Druck hat zur Höhe die ganze Steighöhe H von der Oberfläche des Wassers im Flusse — der Wasserhöhe im letzten Gewinde $+$ der Höhe h ($= 32$ Fuss).

Fig. 11. bis 13.

Es sey Fig. 11 der Durchschnitt der ersten Windung, in welcher also die eingeschlossene Luft von $h + am'$ zusammengedrückt wird. In der zweiten Windung Fig. 12 wird die eingeschlossene Luft von $h + am' + a'n'$, und so in jeder folgenden Windung um eine Höhe $a'o'$, $a'p'$.... mehr gedrückt. In der letzten Windung, wo das Wasser den Punkt k erreicht, wird also die eingeschlossene Luft von der Wassersäule $h + am' + a'n' + a'o' + \ldots + a'k'$ zusammengedrückt. Von der andern Seite, oder von der Steighöhe aus beträgt die Druckhöhe $H + h - k'm'$. Da diese zwei Druckhöhen einander gleich seyn müssen, so haben wir: $h + am' + a'n' + a'o' + \ldots + a'k' = H + h - k'm'$. Die Unterschiede zwischen den Wassersäulen am', $a'n'$, $a'o'$.... oder die Höhen $m'n'$, $n'o'$.... können wegen der gleichförmigen Zunahme der Spannung und Reakzion der Luft beinahe gleich angenommen werden. Bezeichnet also N die Anzahl der Windungen, so lässt sich die Summe der Wassersäulen in diesen Windungen durch die einfache Gleichung $\frac{1}{2}(am' + a'k')N = am' + a'n' + a'o' + \ldots + a'k'$ ausdrücken. Wird diess in die vorige Gleichung substituirt, so erhalten wir $\frac{1}{2}(am' + a'k')N = H - k'm'$.

Es sey nun der mittlere Halbmesser aller Windungen $rc = A$, der Halbmesser der ersten Röhre in ihrem Lichten gemessen $ar = a$ und der letzten Röhre $a'r = x$, endlich der Winkel, welchen die Oberfläche des Wassers in der letzten Windung mit der Lothrechten rl am Mittelpunkte c bildet, oder $rck = w$. Demnach wird die Höhe der Wassersäule in der ersten Windung $am' = 2A - 2a$ und diese Höhe in der letzten Windung $a'k' = rc - ra' - k'c = A - x - A.\cos w$ seyn. Hieraus folgt $k'm' = k'c + cl - lm' = A.\cos w + A - a$. Werden diese Werthe in die obige Gleichung substituirt, so erhalten wir: $\frac{1}{2}(2A - 2a + A - x - A.\cos w)N = H - A.\cos w - A + a$. Hieraus ergibt sich die Anzahl der Windungen, welche zur Hebung des Wassers auf die Höhe H erfordert werden, oder $N = 2\left(\frac{H - A(1 + \cos w) + a}{A(3 - \cos w) - 2a - x}\right)$ (I).

Tritt das Horn, nachdem es geschöpft hat, aus dem Wasser, so wird die Hälfte der ersten, von der äussern Luft abgeschlossenen Windung mit Wasser, und die andere Hälfte mit Luft gefüllt seyn. Der kubische Inhalt des Wassers ist daher $= \frac{1}{2} . 2\pi . A . \pi . a^2 = \pi^2 . A . a^2$ und eben so gross ist der kubische Inhalt der Luft. Diese Fig. 11. bis 13. Tab. 86. Luft wird von der Wassersäule $h + am' = h + 2A - 2a$ zusammengedrückt. Der kubische Inhalt der letzten Windung ist $= 2\pi . A . \pi . x^2$, hierin nimmt das Wasser wegen seiner Unzusammendrückbarkeit, und da in jedem Gewinde gleich viel Wasser enthalten ist, den Raum $\pi^2 . A . a^2$ ein, es bleibt daher für die Luft im letzten Gewinde nur der Raum $2\pi^2 . A . x^2 - \pi^2 . A . a^2$ übrig. Diese Luft wird von der Höhe $H + h - k'm' = H + h - A - A . \mathrm{Cos}\, w + a$ zusammengedrückt. Da sich hier dieselbe Luftmenge unter verschiedenem Drucke befindet, so haben wir nach dem *Mariotti*'schen Gesetze, dass nämlich die Räume derselben Luft im umgekehrten Verhältniss der drückenden Wassersäulen stehen, die Proporzion:

$$\pi^2 . A . a^2 : 2\pi^2 . A . x^2 - \pi^2 . A . a^2 = H + h - A - A . \mathrm{Cos}\, w + a : h + 2A - 2a$$

oder $a^2 (h + 2A - 2a) = (2x^2 - a^2)(H + h - A (1 + \mathrm{Cos}\, w) + a)$. Hieraus folgt die

$$\text{Steighöhe } H = \frac{2h(a^2 - x^2) + a^2 . A (1 - \mathrm{Cos}\, w) + 2x^2 . A (1 + \mathrm{Cos}\, w) - a(a^2 + 2x^2)}{2x^2 - a^2} \text{ (II).}$$

Zur Bestimmung der Verhältnisse der Halbmesser A, a, x gegeneinander haben wir noch folgende Gleichungen. Bezeichnen wir den Winkel $ecr = \nu$, so ist

$$a'c = A . \mathrm{Cos}\, \nu = rc - ra' = A - x, \text{ also } \mathrm{Cos}\, \nu = 1 - \frac{x}{A}, \text{ und } \frac{x}{A} = 1 - \mathrm{Cos}\, \nu \text{ (III).}$$

Der kubische Inhalt der Luft im letzten Gewinde war $= 2\pi^2 . A . x^2 - \pi^2 . A . a^2$. Dieser Kubikinhalt wird auch durch Multiplikazion der Länge des Bogens erk mit $\pi . x^2$ erhalten. Nun ist aber $erk = er + rk = \nu . A + w . A$ und der kubische Inhalt $= (\nu + w) A . \pi . x^2$, demnach $2\pi . A . x^2 - \pi^2 . A . a^2 = (\nu + w) A . \pi . x^2$. Hieraus folgt das Verhältniss $\frac{a^2}{x^2} = 2 - \left(\frac{\nu + w}{\pi}\right)$ (IV.) Die Verbindung der zwei Gleichungen (III) und (IV) gibt uns das weitere Verhältniss $\frac{a}{A} = (1 - \mathrm{Cos}\, \nu) \sqrt{2 - \left(\frac{\nu + w}{\pi}\right)}$ (V).

Um endlich noch die Länge L aller Windungen, oder des ganzen Schlangenrohrs zu finden, haben wir die Gleichung $L = \pi . 2A . N$ (VI).

§. 178.

Da die Gleichung (V) aus der Verbindung von (III) und (IV) entstand, so haben wir eigentlich 5 Gleichungen zur Bestimmung der Konstrukzionsverhältnisse einer Spiralpumpe, wobei jedoch auf die gehobene Wassermenge oder den Effekt noch keine Rücksicht genommen ist. Da $\pi = 3{,}1416$, und die Höhe des Druckes der atmosphärischen Luft mit $h = 32$ Fuss angenommen werden kann, so bleiben acht Grössen, nämlich N, H, a, x, A, w, ν, L, zu deren Bestimmung 5 Gleichungen vorhanden sind. Die Steighöhe H des Wassers ist gewöhnlich gegeben, es müssen also zwei Grössen angenommen werden.

Zur bessern Uebersicht der Konstrukzionsverhältnisse einer Spiralpumpe haben wir nachstehende zwei Tabellen berechnet, in deren erster $\nu = 15$ Grad, in der zweiten aber $\nu = 30$ Grad gesetzt wurde. Der Werth von w wurde von 10 zu 10° angenommen, und zwar in der ersten Tabelle von $180 - 15 = 165°$ bis zu dem Werthe von 15°, eben so in der zweiten Tabelle von $180 - 30 = 150°$ bis $w = 30°$; für alle diese Annahmen sind nun die übrigen Grössen berechnet worden.

Tabelle

für die Konstrukzionsverhältnisse der Spiralpumpen, wobei der Winkel $\nu = 15$ Grad.

Winkel w	Bogenlänge $\nu + w$	Verhältnisse			Steighöhe H	Anzahl der Windungen N	Länge aller Windungen L.
		$\frac{a^2}{x^2}$	$\frac{x}{A}$	$\frac{a}{A}$			
165°	3,1416	1,0000	0,0341	0,0341	$h \cdot 0{,}00 + A \cdot 1{,}93$	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}00 + 1{,}00$	$h \cdot 0{,}00 + A \cdot 6{,}28$
160°	3,0543	1,0278	0,0341	0,0346	$h \cdot 0{,}06 + A \cdot 2{,}07$	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}03 + 1{,}07$	$h \cdot 0.19 + A \cdot 6{,}72$
150°	2,8798	1,0833	0,0341	0,0355	$h \cdot 0{,}18 + A \cdot 2{,}38$	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}10 + 1{,}21$	$h \cdot 0{,}63 + A \cdot 7{,}60$
140°	2,7053	1,1389	0,0341	0,0364	$h \cdot 0{,}32 + A \cdot 2{,}75$	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}17 + 1{,}40$	$h \cdot 1{,}07 + A \cdot 8{,}80$
130°	2,5307	1,1945	0,0341	0,0373	$h \cdot 0{,}48 + A \cdot 3{,}18$	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}27 + 1{,}62$	$h \cdot 1{,}70 + A \cdot 10{,}18$
120°	2,3562	1,2500	0,0341	0,0381	$h \cdot 0{,}67 + A \cdot 3{,}67$	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}40 + 1{,}89$	$h \cdot 2{,}51 + A \cdot 11{,}88$
110°	2,1817	1,3055	0,0341	0,0390	$h \cdot 0{,}88 + A \cdot 4{,}23$	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}54 + 2{,}24$	$h \cdot 3{,}39 + A \cdot 14{,}07$
100°	2,0071	1,3611	0,0341	0,0398	$h \cdot 1{,}13 + A \cdot 4{,}38$	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}74 + 2{,}68$	$h \cdot 4{,}65 + A \cdot 16{,}84$
90°	1,8326	1,4167	0,0341	0,0406	$h \cdot 1{,}43 + A \cdot 5{,}62$	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}99 + 3{,}23$	$h \cdot 6{,}22 + A \cdot 20{,}29$
80°	1,6581	1,4722	0,0341	0,0414	$h \cdot 1{,}79 + A \cdot 6{,}48$	$\frac{h}{A} \cdot 1{,}32 + 3{,}95$	$h \cdot 8{,}29 + A \cdot 24{,}82$
70°	1,4835	1,5278	0,0341	0,0421	$h \cdot 2{,}24 + A \cdot 7{,}50$	$\frac{h}{A} \cdot 1{,}76 + 4{,}88$	$h \cdot 11{,}06 + A \cdot 30{,}66$
60°	1,3090	1,5833	0,0341	0,0429	$h \cdot 2{,}80 + A \cdot 8{,}73$	$\frac{h}{A} \cdot 2{,}35 + 6{,}11$	$h \cdot 14{,}77 + A \cdot 38{,}39$
50°	1,1345	1,6389	0,0341	0,0437	$h \cdot 3{,}54 + A \cdot 10{,}28$	$\frac{h}{A} \cdot 3{,}17 + 7{,}77$	$h \cdot 19{,}92 + A \cdot 48{,}82$
40°	0,9599	1,6945	0,0341	0,0444	$h \cdot 4{,}55 + A \cdot 12{,}32$	$\frac{h}{A} \cdot 4{,}31 + 10{,}04$	$h \cdot 27{,}08 + A \cdot 63{,}08$
30°	0,7854	1,7500	0,0341	0,0451	$h \cdot 6{,}00 + A \cdot 15{,}19$	$\frac{h}{A} \cdot 5{,}97 + 13{,}30$	$h \cdot 37{,}51 + A \cdot 83{,}57$
20°	0,6109	1,8055	0,0341	0,0458	$h \cdot 8{,}28 + A \cdot 19{,}61$	$\frac{h}{A} \cdot 8{,}56 + 18{,}32$	$h \cdot 53{,}78 + A \cdot 115{,}11$
15°	0,5236	1,8333	0,0341	0 0462	$h \cdot 10{,}00 + A \cdot 22{,}90$	$\frac{h}{A} \cdot 10{,}48 + 22{,}0$	$h \cdot 65{,}85 + A \cdot 138{,}23$

Tabelle

für die Konstrukzionsverhältnisse der Spiralpumpen, wobei der Winkel $\nu = 30$ Grad.

Winkel w	Bogenlänge $\nu + w$	Verhältnisse			Steighöhe H	Anzahl der Windungen N	Länge aller Windungen L
		$\frac{a^2}{x^2}$	$\frac{x}{A}$	$\frac{a}{A}$			
150°	3,1416	1,0000	0,1340	0,1340	h · 0,00 + A · 1,73	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}00 + 1{,}00$	h · 0,00 + A · 6,28
140°	2,9671	1,0556	0,1340	0,1377	h · 0,12 + A · 2,02	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}07 + 1{,}15$	h · 0,44 + A · 7,23
130°	2,7925	1,1111	0,1340	0,1412	h · 0,25 + A · 2,36	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}15 + 1{,}33$	h · 0,94 + A · 8,36
120°	2,6180	1,1667	0,1340	0,1447	h · 0,40 + A · 2,75	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}26 + 1{,}56$	h · 1,63 + A · 9,80
110°	2,4435	1,2222	0,1340	0,1481	h · 0,57 + A · 3,19	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}39 + 1{,}84$	h · 2,45 + A · 11,56
100°	2,2689	1,2778	0,1340	0,1515	h · 0,77 + A · 3,68	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}56 + 2{,}20$	h · 3,52 + A · 13,82
90°	2,0944	1,3333	0,1340	0,1547	h · 1,00 + A · 4,23	$\frac{h}{A} \cdot 0{,}78 + 2{,}65$	h · 4,90 + A · 16,65
80°	1,9199	1,3889	0,1340	0,1579	h · 1,27 + A · 4,84	$\frac{h}{A} \cdot 1{,}07 + 3{,}22$	h · 6,72 + A · 20,23
70°	1,7453	1,4444	0,1340	0,1610	h · 1,60 + A · 5,54	$\frac{h}{A} \cdot 1{,}45 + 3{,}96$	h · 9,11 + A · 24,88
60°	1,5708	1,5000	0,1340	0,1641	h · 2,00 + A · 6,35	$\frac{h}{A} \cdot 1{,}96 + 4{,}92$	h · 12,32 + A · 30,91
50°	1,3963	1,5556	0,1340	0,1671	h · 2,50 + A · 7,31	$\frac{h}{A} \cdot 2{,}65 + 6{,}18$	h · 16,65 + A · 38,83
40°	1,2217	1,6111	0,1340	0,1701	h · 3,14 + A · 8,47	$\frac{h}{A} \cdot 3{,}57 + 7{,}81$	h · 22,43 + A · 49,07
30°	1,0472	1,6667	0,1340	0,1730	h · 4,00 + A · 9,96	$\frac{h}{A} \cdot 4{,}84 + 10{,}00$	h · 30,41 + A · 62,83

§. 179.

Ueber die Berechnung der vorstehenden Tabellen ist zu bemerken, dass man den Werth für H am kürzesten aus der Gleichung

$$H = \frac{2h\left(\frac{a^2}{x^2} - 1\right)}{2 - \frac{a^2}{x^2}} + \frac{4A\left(1 - \frac{a}{A}\right)}{2 - \frac{a^2}{x^2}} - A\left(1 - \frac{a}{A} - \operatorname{Cos} w\right)$$

berechnet, welche aus der Seite 248 aufgestellten Gleichung abgeleitet wurde.

Man sieht leicht, dass der erste und letzte Werth für w die beiden hier Statt findenden Extreme bezeichnet. Ist nämlich in der ersten Tabelle, wo $\nu = 15$ Grad angenommen wurde, $w = 180 - 15 = 165°$, so steht das Wasser im ersten Rohre wie Fig. 11 zeigt, oben in der Linie ae, unten aber in der Linie m′ m, oder die Wasserspiegel sind vom Mittelpunkte c um $ca = cm' = A - a$ entfernt; wenn aber $w = 15°$, so steht das Wasser im letzten Rohre zu beiden Seiten des lothrechten Durchmessers oben gleich hoch. Der erste Fall für $w = 165°$ gibt für die Bestimmung des Halbmessers A der Windungen die Gleichung $H = A \, . \, 1{,}93$, es würde also für jede bedeutende Steighöhe H ein so grosser Werth für A ausfallen, der in der Ausübung unanwendbar wäre. Ist im Gegentheile $w = 15°$, so ergibt sich der Halbmesser A aus der zugehörigen Gleichung sehr klein, dagegen die Anzahl der Windungen sehr gross. Auch dieser extreme Werth ist daher nicht zu brauchen und er zeigt uns bloss die Gränze, über welche hinaus eine Vermehrung der Anzahl der Windungen zwecklos wäre. Wenn nämlich das Wasser im letzten Rohre die Luft bereits so weit komprimirt hat, dass die beiderseitigen Wassersäulen gleich hoch sind, so kann auch in keinem folgenden Rohre ein Höhenunterschied der Wassersäulen und eine Vermehrung der Steighöhe mehr bewirkt werden.

Fig. 11. Tab 86.

Wenn in einem praktischen Falle die Steighöhe H gegeben ist, so kann man aus den Tabellen jene Konstrukzionsverhältnisse aussuchen, welche zwischen den zwei extremen Werthen liegen, und solche Dimensionen geben, die sich am zweckmässigsten in der vorhandenen Lokalität gebrauchen lassen. Um aber die Dimensionen der vortheilhaftesten Maschine für eine gegebene Steighöhe und Wassermenge zu finden, müssten noch einige Tabellen für verschiedene Werthe von ν, allenfalls für $\nu = 10°$, $\nu = 20°$ und $\nu = 25°$ berechnet werden, aus welchen dann die Ausmittlung der vortheilhaftesten Maschine nicht schwer fallen wird.

Zur bessern Beurtheilung dieses Gegenstandes wollen wir die Steighöhe H zuerst mit 15 Klafter oder 90 Fuss und dann mit 40 Klafter = 240 Fuss annehmen, und hiefür aus den vorstehenden zwei Tabellen jene Werthe wählen, wobei die Dimensionen der Spiralpumpe als für die Ausführung brauchbar erscheinen. Diese Werthe befinden sich in folgenden zwei Tabellen, wobei noch vier Kolumnen zugefügt wurden. Die erste hievon enthält den Flächeninhalt des Metallbleches, welches für die ganze Schlange erfordert wird; dieses wurde nach dem Ausdrucke $3{,}1416\,(a + x)\,{}^{1}/_{12}\,.\,L = 0{,}2618\,(a + x)\,L = P\,.\,L$ berechnet, worin a und x in Zollen substituirt wurden.

Die Dicke oder Stärke der Röhren, welche in der folgenden Kolumne erscheint, wurde nach der im II. Bande §. 22 aufgestellten Formel für die Stärke der Röhren von Blech oder gewalzten Eisen $e''' = \frac{h'\,.\,d''}{5273} + 1{,}367'''$ berechnet, worin $d = 2x$ und zur grössern Sicherheit für alle Windungen eine Druckhöhe von 90 und 240 Fuss angenommen wurde. Die folgende Kolumne enthält das Totalgewicht des benöthigten Eisenbleches, wovon nach Seite 40, II. Band ein Kubikfuss $7{,}788\,.\,56{,}4 = 439{,}24$ Pfund wiegt. Endlich erscheint in der letzten Kolumne die von der Maschine in einer Sekunde gelieferte Wassermenge. Bezeichnet nämlich v die mittlere Geschwindigkeit der Windungen, so ist die Umdrehungszeit einer Windung $\frac{2\pi.A}{v}$. Da aber während einer Umdrehung von dem Horne immer nur die Hälfte der ersten Windung oder $\pi . A . \pi . a^2$ mit Wasser geschöpft wird, so ergibt sich die in einer Sekunde geschöpfte und oben ausgegossene Wassermenge $= \frac{\pi . A . \pi . a^2 . v}{2\pi . A} = \frac{\pi . a^2 . v}{2} = \frac{0{,}1309\, a^2 . v}{12}$, worin a in Zollen substituirt wird. Diese Wassermenge ist nun auch der Effekt, welchen die Maschine in einer Sekunde liefert.

Tabelle

für die Konstrukzionsverhältnisse der Spiralpumpen bei einer Steighöhe $H = 90$ Fuss.

Winkel. ν	Winkel. w	Halbmesser			Der Windungen		Des erforderlichen Eisenbleches			Gehobene Wassermenge in 1 Sekunde.
		der Windungen A	der ersten Röhre a	der letzten Röhre x	Anzahl N	gesammte Länge L	Flächeninhalt P.L	Dicke od. Stärke e	Total-Gewicht	
		Fuss.	Zoll.	Zoll.		Fuss.	Qd. Fuss	Linien.	Pfunde.	Kubikfuss.
30°	90°	13,71	25,5	22,0	4,47	385	4790	2,118	30950	v·7,09
30°	80°	10,20	19,3	16,4	6,58	421	3930	1,927	23100	v·4,06
30°	70°	7,00	13,5	11,3	10,59	466	3030	1,753	16200	v·1,99
30°	60°	4,09	8,1	6,6	20,25	521	2010	1,592	9760	v·0,72
15°	110°	14,62	6,8	6,0	3,42	314	1050	1,572	5040	v·0,50
15°	100°	11,03	5,3	4,5	4,83	335	860	1,521	3990	v·0,31
15°	90°	7,87	3,8	3,2	7,26	359	660	1,476	2970	v·0,16
15°	80°	5,05	2,5	2,1	12,31	391	470	1,439	2060	v·0,07

Tabelle

für die Konstrukzionsverhältnisse der Spiralpumpen bei einer Steighöhe $H = 240$ Fuss.

Winkel. ν	Winkel. w	Halbmesser			Der Windungen		Des erforderlichen Eisenbleches.			Gehobene Wassermenge in 1 Sekunde
		der Windungen A	der ersten Röhre a	der letzten Röhre x	Anzahl N	gesammte Länge L	Flächeninhalt P.L	Dicke od. Stärke e	Total-Gewicht	
		Fuss.	Zoll.	Zoll.		Fuss.	Qd. Fuss	Linien.	Pfunde.	Kubikfuss.
30°	30°	11,24	23,3	18,1	23,78	1679	18200	3,015	167380	v·5,92
15°	60°	17,23	8,9	7,1	10,47	1134	4750	2,013	29170	v·0,86
15	50°	12,33	6,5	5,0	16,00	1239	3730	1,822	20730	v·0,46
15	40°	7,66	4,1	3,1	28,05	1350	2540	1,649	12780	v·0,18
15	30°	3,16	1,7	1,3	73,76	1464	1150	1,485	5210	v·0,03

§. 180.

Betrachten wir die gefundenen Konstrukzionsverhältnisse der Spiralpumpen für die Steighöhe $H=90$ Fuss, so zeigt sich zuerst, dass für die gewöhnlichen Fälle, wo eine solche Maschine ¼ bis ½ Kubikfuss in der Sekunde liefern soll, wie es z. B. bei den Wasserdruckwerken in Prag der Fall ist, durchaus solche Dimensionen erscheinen, deren Annahme in der Ausführung mit keiner Schwierigkeit verbunden ist. Gewöhnlich werden Spiralpumpen mit einem unterschlächtigen Wasserrade in Verbindung gesetzt, dessen Halbmesser eben so gross, als jener der Windungen ist. Beträgt nun die Umlaufsgeschwindigkeit des Wasserrades nur $v=3$ Fuss, so wird die gehobene Wassermenge in einer Sekunde in den letzten fünf Fällen der Tabelle von $v.0{,}07=0{,}21$ Kubikfuss, bis zu $v.0{,}72=2{,}16$ Kubikfuss steigen und das Gewicht der Windungen beträgt bloss 2060 ℔ bis 9760 ℔; es würde also die Konstrukzion dieser Maschinen nicht sehr kostspielig seyn und ihr Effekt gewiss den Erwartungen entsprechen, im Falle nur die ganze Schlange wasser- und luftdicht hergestellt ist. Hätten wir für die Werthe $\nu=20^\circ$ und $\nu=25^\circ$ noch besondere Tabellen berechnet, so würden sich auch andere Konstrukzionen für einen gleichen Effekt der Maschine ergeben haben, und man könnte nun jene Dimensionen annehmen, die der Lokalität am meisten entsprechen. Hieher gehört vorzüglich die Berücksichtigung des mittlern Halbmessers A der Windungen, welcher nicht leicht grösser als 12 Fuss angenommen werden kann.

Vergleichen wir den Effekt der Spiralpumpen mit dem Gewichte des erforderlichen Eisenbleches, so zeigt sich, dass für den Effekt $=v.0{,}07$ Kubikfuss ein Gewicht von 2060 ℔, für den Effekt $=v.0{,}50$ Kubikfuss aber ein Gewicht von 5040 ℔ an Eisenblech, demnach etwas mehr, als das doppelte Materiale erfordert wird, während die gelieferte Wassermenge im Verhältnisse von 7 : 50 steigt.

In der zweiten Tabelle erscheinen die Dimensionen für den Effekt von $v.0{,}18$ Kubikfuss, bei einer Steighöhe von 240 Fuss beinahe dieselben, als in der ersten Tabelle für den Effekt $v.0{,}16$ Kubikfuss bei der Steighöhe von 90 Fuss; bloss die Anzahl der Windungen ist im ersten Falle $=28{,}05$, während sie im zweiten $=7{,}26$ ist. Das Gewicht des Metalles ist im ersten Falle $=12780$ ℔, im zweiten Falle aber $=2970$ ℔. Demnach verhalten sich die Effekte wie $v.0{,}18.240 : v.0{,}16.90=100:33$, während die erforderlichen Metallgewichte sich wie $12780:2970=100:23$ verhalten. Diess zeigt, dass die Anwendung einer Spiralpumpe auf grössere Steighöhen vortheilhafter als bei kleinern Steighöhen ist.

§. 181.

Bei den bisherigen Berechnungen haben wir die Spiralpumpe bloss in statischer Rücksicht betrachtet, wogegen bei dem Betriebe einer jeden solchen Maschine, oder bei ihrer Bewegung Widerstände eintreten, welche den Kraftaufwand vermehren. Wir wollen daher untersuchen, welche Kraft zum Betriebe einer Spiralpumpe mit Rücksicht auf die Widerstände der Bewegung nothwendig ist, und welchen Einfluss diese Widerstände auf den Effekt nehmen.

Wird die Spiralpumpe durch ein unterschlächtiges Wasserrad betrieben, welches sich in einem geschlossenen Gerinne befindet, so ist die Kraft desselben

$= 56{,}4\, f . c \left(1 - \frac{c^2}{3 n^2 (c - v)^2}\right)\left(\frac{c - v}{2 g}\right)$, und sein Moment für eine Umdrehung $=$ $56{,}4\, f . c \left(1 - \frac{c^2}{3 n^2 (c - v)^2}\right)\left(\frac{c - v}{2 g}\right) 2\pi . A$, wenn nämlich die Fläche der Schaufeln mit f, die Geschwindigkeit des anströmenden Wassers mit c, die Anzahl der zu gleicher Zeit im Wasser eingetauchten Schaufeln mit n und die Geschwindigkeit des Wasserrades mit v bezeichnet, der Halbmesser A desselben aber eben so gross, als der Halbmesser der Windungen angenommen wird. Dieses Kraftmoment hat bei jeder Umdrehung das vom Horne geschöpfte Wasser $\pi . A . \pi . a^2$ auf die Höhe H zu fördern, weil eben so viel, als vom Horne geschöpft wird, am obern Ende des Steigrohres auslaufen muss.

Da dem Wasser bei seiner Bewegung in dem Schlangen- und Steigrohre die erforderliche Geschwindigkeit ertheilt werden muss, bei dieser Bewegung aber Widerstände in den Röhren eintreten, so hat das obige Kraftmoment das Wasser eigentlich auf die Höhe $H + y + z$ zu fördern, wo y die Widerstandshöhe im Schlangenrohr, und z jene im Steigrohre bezeichnet. Die Geschwindigkeit des Wassers in der ersten Windung ist v, demnach jene in der letzten Windung $= \frac{v . a^2}{x^2}$; bezeichnet l die Länge des Wasserbogens in der ersten Windung, so ist die Widerstandshöhe für dieselbe, wenn auf die Krümmungen der Röhren keine Rücksicht genommen wird, $y' = \frac{v^2}{4 g} + \frac{4 . l}{180 . 2 a}\left(\frac{v^2}{4 g} + \frac{v}{100 \sqrt{2 a}}\right)$. Da wir aber nach §. 142, II. Band in unserm Falle den letzten Theil dieses Ausdruckes vernachlässigen können, so folgt $y' = \frac{v^2}{4 g} + \frac{4 . l . v^2}{180 . 2 a . 4 g}$, und auf gleiche Art ist für das letzte Rohr, dessen Länge, soweit es mit Wasser gefüllt ist, wir mit l′ bezeichnen, $y'' = \frac{v^2 . a^4}{4 g . x^4} + \frac{4 . l' . v^2 . a^4}{180 . 2 x^5 . 4 g}$. Da wir annehmen können, dass die Widerstandshöhen in jeder Windung gleichförmig zunehmen, so ist die mittlere Widerstandshöhe $= \frac{1}{2}(y' + y'')$ und die ganze Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Schlangenrohre $y = \left(\frac{y' + y''}{2}\right) N = \frac{N . v^2}{2 . 4 g}\left(1 + \frac{a^4}{x^4} + \frac{l}{90 a} + \frac{l' . a^4}{90 x^5}\right)$.

Hat das Steigrohr gleichen Durchmesser 2x, wie die letzte Schlangenröhre, so ist die Geschwindigkeit des Wassers in demselben $= \frac{v . a^2}{x^2}$. Bezeichnet λ die Länge dieses Rohres, so weit es mit Wasser angefüllt ist, so ist die zur Bewirkung der Geschwindigkeit und zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre erforderliche Höhe $z = \frac{v^2 . a^4}{4 g . x^4}\left(1 + \frac{\lambda}{90 x}\right)$. Da beide Höhen y und z die Steighöhe H vermindern, und ihr Werth von v^2 abhängt, so folgt, dass bei einer und derselben Spiralpumpe das Wasser während einem langsamern Gange höher als bei einem schnellern Gange steigen wird.

Wir erhalten sonach das Lastmoment $= 56{,}4\, \pi . A . \pi . a^2 (H + y + z)$ $= \pi^2 . A . a^2 \left\{H + \frac{N . v^2}{2 . 4 g}\left(1 + \frac{a^4}{x^4} + \frac{l}{90 a} + \frac{l' . a^4}{90 x^5}\right) + \frac{v^2 . a^4}{4 g . x^4}\left(1 + \frac{\lambda}{90 x}\right)\right\}$. Setzt man das Gewicht der ganzen Maschine, nämlich das Gewicht des Wasserrades sammt Radwelle, der metallenen Windungen und des hierin enthaltenen Wassers, demnach den gesammten Druck auf die Zapfenlager $= G$ und den Halbmesser der Zapfen $= e$, so ist das Reibungsmoment für eine Umdrehung $= m . G . 2\pi . e$. Wir erhalten sonach die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last $56{,}4\, f . c \left(1 - \frac{c^2}{3 n^2 (c - v)^2}\right)\left(\frac{c - v}{2g}\right) 2\pi . A =$

$$56{,}4\, \pi^2 . A . a^2 \left\{H + \frac{N . v^2}{2 . 4g}\left(1 + \frac{a^4}{x^4} + \frac{1}{90 a} + \frac{l' . a^4}{90 x^5}\right) + \frac{v^2 . a^4}{4g . x^4}\left(1 + \frac{\lambda}{90 x}\right) + \frac{m . G . 2\pi . e}{56{,}4\, \pi^2 . A . a^2}\right\}$$

Der Effekt der Spiralpumpe ist, wie wir schon Seite 252 gefunden haben $= \frac{\pi . a^2 . v}{2}$. Wird der Werth von $\frac{\pi . a^2}{2}$ aus der vorstehenden Gleichung zwischen Kraft und Last gesucht, und angenommen, dass 5 Schaufeln des Wasserrades zu gleicher Zeit im Wasser stehen, also nach Seite 353, II. Band die Umdrehungsgeschwindigkeit $v = 0{,}476\, c$ seyn müsse, so erhalten wir für das grösste Bewegungsmoment des Rades den Effekt

$$= \frac{0{,}4746\, f . c . \frac{c^2}{4g}}{H + \frac{N . v^2}{2 . 4g}\left(1 + \frac{a^4}{x^4} + \frac{1}{90 a} + \frac{l' . a^4}{90 x^5}\right) + \frac{v^2 . a^4}{4g . x^4}\left(1 + \frac{\lambda}{90 x}\right) + \frac{m . G . 2\pi . e}{56{,}4\, \pi^2 . A . a^2}}.$$

Hiernach kann nun in jedem Falle der genaue Effekt berechnet werden.

§. 182.

Beispiel. Betrachten wir den Fall der Tabelle Seite 252, wo der Effekt für eine Steighöhe von 90 Fuss mit $v . 0{,}16$ Kubikfuss gefunden wurde. Da die Geschwindigkeit, womit sich das Rad in einem geschlossenen Gerinne bewegt, wenigstens mit $v = 3$ Fuss anzunehmen ist, so wäre der Effekt für eine Sekunde $= 3 . 0{,}16 = 0{,}48$ Kubikfuss. Wir wollen nun sehen, wie viel derselbe durch die vorhandenen Widerstände vermindert wird.

Der Halbmesser der Windungen ist $A = 7{,}87$ Fuss, demnach die Länge des Wasserbogens im ersten Windungsrohre, $l = \pi . A = 3{,}1416 . 7{,}87 = 24{,}72$ Fuss. Im letzten Windungsrohre ist der Winkel $w = 90^\circ$ und da $\nu = 15^\circ$, so ist die Länge des Wasserbogens $l' = \left(\frac{360 - 90 - 15}{360}\right) 3{,}1416 . 2 . 7{,}87 = 35{,}03$ Fuss. Für die Länge, welche das Wasser im Steigrohre einnimmt, wäre zuerst auszumitteln, welche Höhe oder Länge λ sämmtliche Wassersätze, und welche Höhe die Luftsätze im Steigrohre einnehmen, wie es auch Herr *Eytelwein* in seiner Rechnung bestimmt hat. Wir können jedoch zur Vermeidung dieser weitläufigen Rechnung $\lambda = H = 90$ Fuss annehmen, weil ohnehin für die Bewegung und den Widerstand der Luft in sämmtlichen Schlangenröhren und in dem Steigrohre noch nichts angeschlagen wurde.

Das Gewicht des Wassers in der ersten Windung beträgt $56{,}4\, \pi^2 . A . a^2$ oder $56{,}4\, (3{,}1416)^2 . 7{,}37 \left(\frac{3{,}8}{12}\right)^2 = 439$ ℔, und da in jeder folgenden Windung eben so viel Wasser enthalten ist, so wiegt das in sämmtlichen $N = 7{,}26$ Windungen enthaltene Wasser $439 . 7{,}26 = 3187$ ℔. Das Gewicht des zu den Windungen erforderlichen Bleches beträgt nach der Tabelle 2970 ℔. Hiezu kommt noch das Gewicht des Wasserrades, der Welle sammt Zapfen und der Stützen für die Schlangenröhren, welches sich nach der angenommenen Bauart richten wird. Nehmen wir hiefür beiläufig 40 Zentner an, so beträgt das ganze Gewicht $G = 10000$ ℔. Der Durchmesser des schmiedeisernen Zapfens kann hiefür $2 e = 4$ Zoll in dem Lager zunächst der Welle angenommen werden. Auf der entgegengesetzten

Fig. 11. Tab. 85. Seite bewegt sich die Verlängerung der Welle in der Stopfbüchse q r, Fig. 11. Weil der lichte Durchmesser $2x = 6{,}4$ Zoll, so wird der Durchmesser für die Reibung bei q r mit 10 Zoll anzunehmen seyn, da der Theil c p q r von Gusseisen hergestellt wird. Demnach beträgt der mittlere Durchmesser für die reibenden Flächen, oder der Werth, welcher für 2 e in unsere Formel zu substituiren ist $\frac{1}{2}(4 + 10) = 7$ Zoll.

Der Reibungskoeffizient m kann mit $\frac{1}{7}$ angeschlagen werden. Endlich beträgt nach der Tabelle $a = 3{,}8$ Zoll und $x = 3{,}2$ Zoll. Werden alle diese Werthe in die im vorigen §. gefundene Gleichung für den Effekt substituirt, so erhalten wir denselben

$$\frac{0{,}4746\, f \,.\, c \,.\, \frac{c^2}{62}}{90 + \frac{7{,}26 . v^2}{2 . 62}\left(1 + \frac{3{,}8^4}{3{,}2^4} + \frac{24{,}72 . 12}{90 . 3{,}2} + \frac{35{,}03 . 12 . 3{,}8^4}{90 . 3{,}2 . 3{,}2^4}\right) + \frac{v^2}{62} . \frac{3{,}8^4}{3{,}2^4}\left(1 + \frac{90 . 12}{90 . 3{,}2}\right) + \frac{1 . 10000 . 7 . 12}{7 . 56{,}4 . 3{,}1416 . 7{,}87 . 3{,}8^2}}$$

$$= \frac{0{,}4746\, f \,.\, c \,.\, \frac{c^2}{62}}{90 + 0{,}56\, v^2 + 5{,}96}.$$ Setzt man $v = 3$ Fuss, so ist der Effekt $= \frac{0{,}4746\, f . c . \frac{c^2}{62}}{90 + 11}$

Diese Rechnung zeigt, dass die Widerstände, welche bei der Bewegung der Maschine eintreten, die Steighöhe von 90 Fuss um 11 Fuss, oder um den achten Theil vermehren; es wird also der Effekt nicht $= v . 0{,}16 = 0{,}48$ Kubikfuss wie in der Tabelle Seite 252, sondern bloss $\frac{0{,}48 . 90}{90 + 11} = 0{,}43$ Kubikfuss in der Sekunde seyn. Genügt diese Wassermenge für das vorhandene Bedürfniss, so können alle in der Tabelle für diesen Fall angegebenen Dimensionen für die Konstrukzion der Maschine angenommen werden. Die Querschnittsfläche f der Wasserradschaufeln ergäbe sich für diesen Fall, wo $v = 0{,}476\, c = 3$ Fuss, also $c = 6{,}3$ Fuss ist, aus der obigen Gleichung für den Effekt $0{,}43 = \frac{0{,}4746\, f . 6{,}3^3}{62(90 + 11)}$. Hieraus folgt nämlich $f = 23$ Quadratfuss, woraus sich die Breite des Gerinnes bestimmen lässt.

Sollte aber die Wassermenge von $0{,}43$ Kubikfuss nicht genügen, und jene von $0{,}48$ Kubikfuss, welche in der Tabelle für den statischen Zustand berechnet wurde, gefordert werden, so muss man die ganze Rechnung noch einmal machen, hiebei aber die Steighöhe H nicht mit 90, sondern mit $90 + 11$ Fuss annehmen. Die Resultate dieser Rechnung werden dann für die Durchmesser 2 a und 2 x grössere Werthe geben, wodurch die Widerstandshöhe etwas geringer als 11 Fuss ausfällt, demnach auch die von der Maschine gelieferte Wassermenge jetzt etwas grösser, als $0{,}48$ Kubikfuss sich ergiebt. Dieser Unterschied ist aber zu unbedeutend, um in weitere Berücksichtigung zu kommen; man kann also die bei der zweiten Rechnung gefundenen Dimensionen der Maschine für ihren Bau annehmen.

§. 183.

Die zweite Gattung Spiralpumpen hat, wie bereits erinnert wurde, Röhren von durchaus gleichem Durchmesser im Lichten, die Windungen nehmen aber vom Horne an gegen das Steigrohr so ab, als wenn selbe um die Oberfläche eines Kegels gewunden worden wären. Es sey Fig. 14 der Durchschnitt der ersten und Fig. 15 jener der Fig. 14. und 15. Tab. 86. letzten Windung. Der mittlere Halbmesser der ersten Windung sey $a'c' = A$ und jener der letzten Windung $ac = u$, dann der Halbmesser des Schlangenrohres im Lichten aller Röhren $= a$. Der kubische Inhalt der Luft und des Wassers in der ersten Windung ist

Fig. 14. und 15. Tab. 86.

$2\pi . A . \pi . a^2$, wovon die Hälfte mit Luft und die andere Hälfte mit Wasser gefüllt ist. In jeder folgenden Windung wird sich dieselbe Wassermenge $\pi . A . \pi . a^2$ befinden, demnach für die Luft in der letzten Windung nur der Kubikinhalt $2\pi . u . \pi . a^2 - \pi . A . \pi . a^2 = \pi^2 . a^2 (2u - A)$ übrig bieiben. Setzen wir den Winkel $ace = \nu$ und $ack = w$, wie es bei der ersten Gattung der Spiralpumpe §. 177 angenommen wurde, so ist der Bogen $ea = u . \nu$ und der Bogen $ak = u . w$, demnach der Kubikinhalt der Luft in der letzten Windung $= eak . \pi . a^2 = u . \pi . a^2 (\nu + w)$. Diess gibt $\pi^2 . a^2 (2u - A) = u . \pi . a^2 (\nu + w)$, woraus $u = \frac{\pi . A}{2\pi - (\nu + w)}$. Da in der letzten Windung noch immer Luft enthalten seyn muss, folglich $\nu + w$ nie $= 0$ werden kann, so folgt aus dieser Gleichung, dass u immer grösser als $\frac{1}{2}$ A seyn müsse. Wir erhalten sonach die erste Gleichung zur Bestimmung der Konstrukzionsverhältnisse der Spiralpumpe $\nu + w = 180\left(2 - \frac{A}{u}\right)$ (I). Der Halbmesser des Schlangenrohres ist $ab = a = ac - bc = u - u . \text{Cos}\, \nu$, woraus $\frac{a}{u} = 1 - \text{Cos}\, \nu$ (II) folgt.

Der kubische Inhalt der Luft in der ersten vom Wasser abgesperrten Windung oder $\pi . A . \pi . a^2$ wird von der Atmosphäre oder der Höhe h und nebstbei von der Höhe $b'd' = 2A - 2a$ gedrückt. Da aber das Wasser in diesem Rohre in Bewegung gesetzt werden muss, und hiezu eine Höhe $= y'$ erfordert wird, welche die Druckhöhe $h + 2A - 2a$ vermindert, so folgt, dass die in der ersten Windung eingeschlossene Luft eigentlich bloss von der Wassersäule $h + 2A - 2a - y'$ gedrückt werde. Die Luft in der letzten Windung, deren Kubikinhalt $= u . \pi . a^2 (\nu + w)$ ist, wird von der Steighöhe H und von der Atmosphäre mit h gedrückt; hievon kommt aber die Höhe $md = mc + c'd' = u . \text{Cos}\, w + A - a$ abzuschlagen, wornach die Druckhöhe $= H + h - u . \text{Cos}\, w - A + a$ wäre. Da aber das Wasser in der Steigröhre die erforderliche Geschwindigkeit erhalten soll und die Widerstände bei seiner Bewegung überwältigt werden müssen, welches beides eine Druckhöhe z fordert, so wird die eigentliche Druckhöhe für die letzte Windung $= H + h + z - u . \text{Cos}\, w - A + a$ seyn. Nach dem *Mariotte*'schen Gesetze verhält sich:

$\pi . A . \pi . a^2 : u . \pi . a^2 (\nu + w) = H + h + z - u . \text{Cos}\, w - A + a : h + 2A - 2a - y'$. Aus dieser Proporzion ergibt sich die Steighöhe des Wassers

$$H = \left(\frac{\pi}{\nu + w}\right) \frac{A}{u} (h + 2A - 2a - y') + A - a + u . \text{Cos}\, w - h - z \text{ (III)}.$$

Zur Bestimmung der Anzahl N der Windungen haben wir die Druckhöhe des Wassers in der ersten Windung $= 2A - 2a - y'$, und jene in der letzten Windung $bm = ac - ab - mc = u - a - u . \text{Cos}\, w = u (1 - \text{Cos}\, w) - a$. Diese Druckhöhe wird aber um jene Höhe y'' vermindert, welche zur Bewirkung der Geschwindigkeit und Ueberwältigung der Widerstände in der letzten Windung erfordert wird; demnach ist die wirksame Wasserdruckhöhe in der letzten Windung $= u (1 - \text{Cos}\, w) - a - y''$. Hieraus erhalten wir die mittlere Druckhöhe in der ersten und letzten Windung $= \frac{2A - 3a + u(1 - \text{Cos}\, w) - (y' + y'')}{2}$. Wird diese Druckhöhe N mal genommen, so erhalten wir die ganze wirksame Druckhöhe von Seite aller Windungen, wodurch nicht bloss das Wasser im Steigrohre auf die Höhe H gehoben, sondern auch die Widerstandshöhe z überwältigt werden muss. Diess gibt die Gleichung

$N\left(\frac{2A - 3a + u(1 - \mathrm{Cos}\,w) - (y' + y'')}{2}\right) = H + z$. Hieraus erhalten wir die nothwendige Anzahl sämmtlicher Windungen $N = \frac{2(H+z)}{2A - 3a + u(1 - \mathrm{Cos}\,w) - (y' + y'')}$ (IV).

Die mittlere Peripherie aller Windungen ist $\pi(A + u)$, demnach die ganze Länge des Schlangenrohres $L = N.\pi(A + u)$. (V)

Bezeichnet v die Geschwindigkeit des Wassers in der ersten Windung und l die Länge des mit Wasser angefüllten Bogens, so ist, wie §. 181 gezeigt wurde, $y' = \frac{v^2}{4g}\left(1 + \frac{l}{90a}\right)$. Die Länge des Wasserbogens in der letzten Windung ist eben so gross, als in der ersten Windung, da die Röhren gleichen Durchmesser im Lichten haben; dagegen ist die Geschwindigkeit des Wassers in der letzten Windung kleiner, weil es dort während der Zeit einer Umdrehung des Wasserrades einen kleinern Bogen als in der ersten Windung zu beschreiben hat, es wird also die Geschwindigkeit des Wassers in der letzten Windung $= \frac{v.u}{A}$ und daher die Höhe $y'' = \frac{v^2.u^2}{4g.A^2}\left(1 + \frac{l}{90a}\right)$ seyn. Die Summe dieser zwei Höhen ist demnach $y' + y'' = \frac{v^2}{4g}\left(1 + \frac{l}{90a}\right)\left(1 + \frac{u^2}{A^2}\right)$.

Für die Bestimmung der Höhe z wollen wir die Querschnittsfläche der Steigröhre eben so gross, als jene der Windungen annehmen; es wird also die Geschwindigkeit des Wassers in derselben wieder $= \frac{v.u}{A}$ und die Höhe $z = \frac{v^2.u^2}{4g.A^2}\left(1 + \frac{H}{90a}\right)$ seyn, wenn wir, wie Seite 255 die Höhe aller Wassersätze im Steigrohre bei Berechnung der Widerstände mit der ganzen Länge H dieses Rohres in Rechnung nehmen.

Nehmen wir wieder an, dass die Spiralpumpe durch ein unterschlächtiges Wasserrad betrieben wird, so ist das Bewegungsmoment desselben für eine Umdrehung $= 56{,}4\,f.c\left(1 - \frac{c^2}{3n^2(c-v)^2}\right)\left(\frac{c-v}{2g}\right)2\pi.A$. Dieses Moment hat die Wassermasse, welche während einer Umdrehung geschöpft wird, nämlich $56{,}4\,\pi.a^2.\pi.A$ nicht bloss auf die ganze Steighöhe H, sondern auch auf die während der Bewegung sich äussernde Widerstandshöhe $\frac{1}{2}(y' + y'')N + z$ zu heben. Da hiezu noch der Widerstand der Reibung, welcher wie Seite 255 berechnet wird, mit $m.G.2\pi.e$ hinzukommt, so erhalten wir die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last

$$56{,}4\,f.c\left(1 - \frac{c^2}{3n^2(c-v)^2}\right)\left(\frac{c-v}{2g}\right)2\pi.A = 56{,}4\,\pi^2.A.a^2\left(H + \tfrac{1}{2}(y' + y'')N + z\right) + m.G\,2\pi.e \quad \text{(VI)}.$$

Der Effekt in einer Sekunde ist nach der frühern Berechnung $= \frac{1}{2}\pi.a^2.v$. Nehmen wir wieder die Anzahl Schaufeln, welche zu gleicher Zeit im Wasser eingetaucht sind $n = 5$ an, und drücken hiefür das Moment des Wasserrades aus, so ergibt sich nach gehöriger Substituzion des Werthes von $\pi.a^2$ aus der Gleichung zwischen Kraft und Last der Effekt

$$= \frac{0{,}4746\,f.c.\frac{c^2}{4g}}{H + \frac{1}{2}(y' + y'')N + z + \frac{m.G.2e}{56{,}4\,\pi.A.a^2}} \quad \text{(VII)}.$$

Mit Hilfe dieser sieben Gleichungen lässt sich nun jede hierher gehörige Aufgabe auflösen.

§. 184.

Beispiel. Es sey eine Spiralpumpe für den Fall anzugeben, wenn $\frac{1}{3}$ Kubikfuss Wasser in der Sekunde auf die Höhe von 15 Klafter $= 90$ Fuss gehoben werden soll. Die Geschwindigkeit, womit sich das Wasserrad bewegt, sey wie §. 182, $v = 3$ Fuss, oder $3 = 0{,}476\, c$ und $c = 6{,}3$ Fuss.

Da der Effekt von $\frac{1}{3}$ Kubikfuss $= \frac{1}{2} . \pi . a^2 . v = \frac{1}{2} . 3{,}1416 . a^2 . 3$ ist, so bestimmt sich hieraus der Halbmesser im Lichten der Schlangenröhren $a = 3{,}2$ Zoll. Weil hier, wie bei den frühern Berechnungen Werthe angenommen werden müssen, so wollen wir $\nu = 15^\circ$ setzen. Wird diess in die Gleichung (II) substituirt, so ist $\frac{a}{u} = \frac{3{,}2}{12\,u} = 1 - 0{,}9659$, woraus der Halbmesser der letzten Windung $u = 7{,}82$ Fuss folgt.

Substituirt man diese Werthe in die Gleichung (I), so ist $15 + w = 180 \left(2 - \frac{A}{7{,}82}\right)$. Zur Bestimmung der zwei Grössen w und A haben wir noch die Gleichung (III), nämlich

$$90 = \left(\frac{180}{15 + w}\right) \frac{A}{7{,}82} \left(32 + 2A - \frac{2 . 3{,}2}{12} - y'\right) + A - \frac{3{,}2}{12} + 7{,}82 . \operatorname{Cos} w - 32 - z.$$

Die Höhe y' ist $= \frac{v^2}{4g}\left(1 + \frac{l}{90\,a}\right) = \frac{9}{62}\left(1 + \frac{12 . l}{90 . 3{,}2}\right)$, und da $l = \pi . A$, so erhalten wir

$y' = \frac{9}{62} + \frac{9 . 3{,}1416 . A . 12}{62 . 90 . 3{,}2} = 0{,}145 + 0{,}019\, A$. Eben so erhalten wir

$z = \frac{v^2 . u^2}{4g . A^2}\left(1 + \frac{H}{90\,a}\right) = \frac{9 . 7{,}82^2}{62\,A^2}\left(1 + \frac{90 . 12}{90 . 3{,}2}\right) = \frac{42{,}166}{A^2}$. Werden diese Werthe für y' und z in die letzte Gleichung substituirt, so ist

$90 = \left(\frac{180}{15 + w}\right) \frac{A}{7{,}82} (31{,}322 + 1{,}981\, A) + A - 32{,}267 + 7{,}82 . \operatorname{Cos} w - \frac{42{,}166}{A^2}$. Werden auch die Werthe für $15 + w$ und für w aus der oben aufgestellten Gleichung $15 + w = 180 \left(2 - \frac{A}{7{,}82}\right)$ substituirt, so ist:

$$90 = \left(\frac{A}{15{,}64 - A}\right)(31{,}322 + 1{,}981\, A) + A - 32{,}267 + 7{,}82 . \operatorname{Cos}\left(345 - \frac{180\,A}{7{,}82}\right) - \frac{42{,}166}{A^2}.$$

Diese Gleichung lässt sich durch Probiren auflösen, indem wir erinnern, dass nach Seite 257 u immer grösser als $\frac{1}{2}$ A, oder $2u = 2 . 7{,}82$ Fuss grösser als A seyn muss. Man nimmt also für A Werthe unter $2u = 15{,}64$ und über $u = 7{,}82$ Fuss an, und untersucht, wie weit die Gleichnng stimmt; die Anwendung der *Regula falsi* gibt dann den nähern Werth. Setzt man $A = 10{,}68$ Fuss, so ist $90 = 113 + 10{,}68 - 32{,}27 - 1{,}22 - 0{,}37 = 89{,}82$, welches genügend erscheint. Bei diesem Werthe von A ist $w = 345 - \frac{180\,A}{7{,}82} = 99^\circ$.

Zur Bestimmung der Anzahl N der Windungen ist $y' = 0{,}145 + 0{,}019 . A = 0{,}35$ Fuss, und $y'' = \frac{v^2 . u^2}{4g . A^2}\left(1 + \frac{l}{90\,a}\right) = \frac{9 . 7{,}82^2}{62 . 10{,}68^2}\left(1 + \frac{3{,}1416 . 10{,}68 . 12}{90 . 3{,}2}\right) = 0{,}19$ Fuss, endlich ist $z = \frac{42{,}166}{A^2} = 0{,}37$ Fuss. Hiernach ergibt sich $N = \frac{2 . 90{,}37}{21{,}36 - \frac{1}{12} . 3 . 3{,}2 + 7{,}82 (1 + 0{,}1564) - 0{,}54} = 6{,}22$. Die Länge des ganzen Schlangenrohres ist $L = N : \pi (A + u) = 6{,}22 . 3{,}1416 (10{,}68 + 7{,}82) = 362$ Fuss. Werden die Röhren von gewalztem Eisenblech genommen, und für die Druckhöhe wieder die ganze Steighöhe von 90 Fuss angeschlagen, so ist die Stärke dieses Bleches

$N\left(\frac{2A - 3a + u(1 - \text{Cos}\, w) - (y' + y'')}{2}\right) = H + z$. Hieraus erhalten wir die nothwendige Anzahl sämmtlicher Windungen $N = \frac{2(H + z)}{2A - 3a + u(1 - \text{Cos}\, w) - (y' + y'')}$ (IV).

Die mittlere Peripherie aller Windungen ist $\pi(A + u)$, demnach die ganze Länge des Schlangenrohres $L = N \,.\, \pi(A + u)$. (V)

Bezeichnet v die Geschwindigkeit des Wassers in der ersten Windung und l die Länge des mit Wasser angefüllten Bogens, so ist, wie §. 181 gezeigt wurde, $y' = \frac{v^2}{4g}\left(1 + \frac{l}{90\,a}\right)$. Die Länge des Wasserbogens in der letzten Windung ist eben so gross, als in der ersten Windung, da die Röhren gleichen Durchmesser im Lichten haben; dagegen ist die Geschwindigkeit des Wassers in der letzten Windung kleiner, weil es dort während der Zeit einer Umdrehung des Wasserrades einen kleinern Bogen als in der ersten Windung zu beschreiben hat, es wird also die Geschwindigkeit des Wassers in der letzten Windung $= \frac{v \,.\, u}{A}$ und daher die Höhe $y'' = \frac{v^2 \,.\, u^2}{4g \,.\, A^2}\left(1 + \frac{l}{90\,a}\right)$ seyn. Die Summe dieser zwei Höhen ist demnach $y' + y'' = \frac{v^2}{4g}\left(1 + \frac{l}{90\,a}\right)\left(1 + \frac{u^2}{A^2}\right)$.

Für die Bestimmung der Höhe z wollen wir die Querschnittsfläche der Steigröhre eben so gross, als jene der Windungen annehmen; es wird also die Geschwindigkeit des Wassers in derselben wieder $= \frac{v \,.\, u}{A}$ und die Höhe $z = \frac{v^2 \,.\, u^2}{4g \,.\, A^2}\left(1 + \frac{H}{90\,a}\right)$ seyn, wenn wir, wie Seite 255 die Höhe aller Wassersätze im Steigrohre bei Berechnung der Widerstände mit der ganzen Länge H dieses Rohres in Rechnung nehmen.

Nehmen wir wieder an, dass die Spiralpumpe durch ein unterschlächtiges Wasserrad betrieben wird, so ist das Bewegungsmoment desselben für eine Umdrehung $= 56{,}4\, f \,.\, c\left(1 - \frac{c^2}{3n^2(c - v)^2}\right)\left(\frac{c - v}{2g}\right) 2\pi \,.\, A$. Dieses Moment hat die Wassermasse, welche während einer Umdrehung geschöpft wird, nämlich $56{,}4\, \pi \,.\, a^2 \,.\, \pi \,.\, A$ nicht bloss auf die ganze Steighöhe H, sondern auch auf die während der Bewegung sich äussernde Widerstandshöhe $\frac{1}{2}(y' + y'')N + z$ zu heben. Da hiezu noch der Widerstand der Reibung, welcher wie Seite 255 berechnet wird, mit $m \,.\, G \,.\, 2\pi \,.\, e$ hinzukommt,, so erhalten wir die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last

$$56{,}4\, f.c\left(1 - \frac{c^2}{3n^2(c - v)^2}\right)\left(\frac{c - v}{2g}\right) 2\pi.A = 56{,}4\, \pi^2.A.a^2\left(H + \tfrac{1}{2}(y' + y'')N + z\right) + m.G\, 2\pi.e \text{ (VI).}$$

Der Effekt in einer Sekunde ist nach der frühern Berechnung $= \frac{1}{2}\pi \,.\, a^2 \,.\, v$. Nehmen wir wieder die Anzahl Schaufeln, welche zu gleicher Zeit im Wasser eingetaucht sind $n = 5$ an, und drücken hiefür das Moment des Wasserrades aus, so ergibt sich nach gehöriger Substituzion des Werthes von $\pi \,.\, a^2$ aus der Gleichung zwischen Kraft und Last der Effekt

$$= \frac{0{,}4746\, f \,.\, c \,.\, \frac{c^2}{4g}}{H + \frac{1}{2}(y' + y'')N + z + \frac{m \,.\, G \,.\, 2e}{56{,}4\, \pi \,.\, A \,.\, a^2}} \text{ (VII).}$$

Mit Hilfe dieser sieben Gleichungen lässt sich nun jede hierher gehörige Aufgabe auflösen.

§. 184.

Beispiel. Es sey eine Spiralpumpe für den Fall anzugeben, wenn $\frac{1}{3}$ Kubikfuss Wasser in der Sekunde auf die Höhe von 15 Klafter $=$ 90 Fuss gehoben werden soll. Die Geschwindigkeit, womit sich das Wasserrad bewegt, sey wie §. 182, $v = 3$ Fuss, oder $3 = 0{,}476\,c$ und $c = 6{,}3$ Fuss.

Da der Effekt von $\frac{1}{3}$ Kubikfuss $= \frac{1}{2} . \pi . a^2 . v = \frac{1}{2} . 3{,}1416 . a^2 . 3$ ist, so bestimmt sich hieraus der Halbmesser im Lichten der Schlangenröhren $a = 3{,}2$ Zoll. Weil hier, wie bei den frühern Berechnungen Werthe angenommen werden müssen, so wollen wir $\nu = 15^\circ$ setzen. Wird diess in die Gleichung (II) substituirt, so ist $\frac{a}{u} = \frac{3{,}2}{12\,u} = 1 - 0{,}9659$, woraus der Halbmesser der letzten Windung $u = 7{,}82$ Fuss folgt.

Substituirt man diese Werthe in die Gleichung (I), so ist $15 + w = 180\left(2 - \frac{A}{7{,}82}\right)$. Zur Bestimmung der zwei Grössen w und A haben wir noch die Gleichung (III), nämlich

$$90 = \left(\frac{180}{15 + w}\right)\frac{A}{7{,}82}\left(32 + 2A - \frac{2 . 3{,}2}{12} - y'\right) + A - \frac{3{,}2}{12} + 7{,}82 . \mathrm{Cos}\, w - 32 - z.$$

Die Höhe y' ist $= \frac{v^2}{4g}\left(1 + \frac{l}{90\,a}\right) = \frac{9}{62}\left(1 + \frac{12 . l}{90 . 3{,}2}\right)$, und da $l = \pi . A$, so erhalten wir

$$y' = \frac{9}{62} + \frac{9 . 3{,}1416 . A . 12}{62 . 90 . 3{,}2} = 0{,}145 + 0{,}019\,A.$$ Eben so erhalten wir

$$z = \frac{v^2 . u^2}{4g . A^2}\left(1 + \frac{H}{90\,a}\right) = \frac{9 . 7{,}82^2}{62\,A^2}\left(1 + \frac{90 . 12}{90 . 3{,}2}\right) = \frac{42{,}166}{A^2}.$$ Werden diese Werthe für y' und z in die letzte Gleichung substituirt, so ist

$$90 = \left(\frac{180}{15 + w}\right)\frac{A}{7{,}82}(31{,}322 + 1{,}981\,A) + A - 32{,}267 + 7{,}82 . \mathrm{Cos}\, w - \frac{42{,}166}{A^2}.$$ Werden auch die Werthe für $15 + w$ und für w aus der oben aufgestellten Gleichung $15 + w = 180\left(2 - \frac{A}{7{,}82}\right)$ substituirt, so ist:

$$90 = \left(\frac{A}{15{,}64 - A}\right)(31{,}322 + 1{,}981\,A) + A - 32{,}267 + 7{,}82 . \mathrm{Cos}\left(345 - \frac{180\,A}{7{,}82}\right) - \frac{42{,}166}{A^2}.$$

Diese Gleichung lässt sich durch Probiren auflösen, indem wir erinnern, dass nach Seite 257 u immer grösser als $\frac{1}{2}$ A, oder $2u = 2 . 7{,}82$ Fuss grösser als A seyn muss. Man nimmt also für A Werthe unter $2u = 15{,}64$ und über $u = 7{,}82$ Fuss an, und untersucht, wie weit die Gleichung stimmt; die Anwendung der *Regula falsi* gibt dann den nähern Werth. Setzt man $A = 10{,}68$ Fuss, so ist $90 = 113 + 10{,}68 - 32{,}27 - 1{,}22 - 0{,}37 = 89{,}82$, welches genügend erscheint. Bei diesem Werthe von A ist $w = 345 - \frac{180\,A}{7{,}82} = 99^\circ$.

Zur Bestimmung der Anzahl N der Windungen ist $y' = 0{,}145 + 0{,}019 . A = 0{,}35$ Fuss, und $y'' = \frac{v^2 . u^2}{4g . A^2}\left(1 + \frac{l}{90\,a}\right) = \frac{9 . 7{,}82^2}{62 . 10{,}68^2}\left(1 + \frac{3{,}1416 . 10{,}68 . 12}{90 . 3{,}2}\right) = 0{,}19$ Fuss, endlich ist $z = \frac{42{,}166}{A^2} = 0{,}37$ Fuss. Hiernach ergibt sich $N = \frac{2 . 90{,}37}{21{,}36 - \frac{1}{12} . 3 . 3{,}2 + 7{,}82(1 + 0{,}1564) - 0{,}54} = 6{,}22$. Die Länge des ganzen Schlangenrohres ist $L = N . \pi\,(A + u) = 6{,}22 . 3{,}1416\,(10{,}68 + 7{,}82) = 362$ Fuss. Werden die Röhren von gewalztem Eisenblech genommen, und für die Druckhöhe wieder die ganze Steighöhe von 90 Fuss angeschlagen, so ist die Stärke dieses Bleches

$e''' = \frac{90 \,.\, 2 \,.\, 3{,}_2}{5273} + 1{,}_{367} = 1{,}_{476}$ Linien. Die ganze Fläche des Bleches wird daher $= 3{,}_{1416} \,.\, 2 \cdot \frac{3{,}_2}{12} \cdot 362 = 610$ Quadratfuss seyn, das Gewicht desselben aber $56{,}_4 \,.\, 7{,}_{788} \,.\, \frac{1{,}_{476}}{12 \,.\, 12} \,.\, 610 = 2750$ ℔ betragen.

Das Gewicht des Wassers in sämmtlichen Windungen ist nach gleicher Bestimmung, wie Seite 255, $= 3{,}_{1416} \,.\, 10{,}_{68} \,.\, 3{,}_{1416} \,.\, \left(\frac{3{,}_2}{12}\right)^2 \,.\, 6{,}_{22} \,.\, 56{,}_4 = 2630$ ℔. Man kann sonach den ganzen Druck auf die Zapfenlager mit beiläufig 8000 ℔ annehmen. Nimmt man ferner, da diese Maschine leichter, als die früher berechnete ausfällt, $2e = 6$ Zoll, und $m = \frac{1}{7}$ an, so geben alle diese Werthe, in die Gleichung (VII) für den Effekt substituirt

$$\frac{1}{3} = \frac{0{,}_{4746} \cdot f \cdot \frac{6{,}_3^3}{62}}{90 + \frac{1}{2}(0{,}_{35} + 0{,}_{19})\, 6{,}_{22} + 0{,}_{37} + \frac{8000 \cdot (12)^2}{7 \,.\, 56{,}_4 \,.\, 3{,}_{1416} \,.\, (3{,}_2)^2 \,.\, 10{,}_{68} \,.\, 2}}, \text{ oder}$$

$$\frac{1}{3} = \frac{1{,}_{914}\, f}{90 + 1{,}_{68} + 0{,}_{37} + 4{,}_{25}} = \frac{1{,}_{914}\, f}{96{,}_3},$$ woraus $f = 17$ Quadratfuss folgt.

Die gefundenen Werthe, welche sich auf die Annahme des Winkels von $\nu = 15^{0}$ gründen, erscheinen für die Ausführung durchaus brauchbar, wenn nicht etwa der mittlere Durchmesser der ersten Windung, welcher jenem des Wasserrades gleich kommt, nämlich $2A = 2 \,.\, 10{,}_{68} = 21{,}_{36}$ Fuss für die vorhandene Lokalität zu gross wäre. Das Wasserrad erhält nämlich in diesem Falle, wenn noch die Tiefe des Wassers im Gerinne unter dem Schwerpunkte der Radschaufeln in Anschlag genommen wird, gegen 23 Fuss Höhe. Sollte diess zu gross seyn, so müsste ein anderer Werth für den Winkel ν oder auch der erforderliche Werth von A angenommen und hiefür die andern Dimensionen berechnet werden.

Es leuchtet übrigens von selbst ein, dass wir bei der ersten Gattung Spiralpumpen mit gleich grossen Windungen dasselbe Rechnungsverfahren wie in dem letzten Beispiele annehmen konnten. Auf diese Art wären zwar die Tabellen Seite 249, 250 und 252 erspart worden, allein man hätte nicht jene allgemeine Uebersicht der Konstrukzionsverhältnisse erlangt, welche sich aus den Resultaten der Tabelle für die Anwendbarkeit der Spiralpumpen ergibt.

Bei der ersten Gattung Spiralpumpen haben wir in dem angenommenen Beispiele die Steighöhe H, die Winkel ν und w und die Geschwindigkeit v, demnach 4 Grössen angenommen und den Effekt nebst den übrigen Dimensionen berechnet. Dagegen wurde bei der zweiten Gattung Spiralpumpen in dem zuletzt berechneten Beispiele die Steighöhe H, der Winkel ν, die Geschwindigkeit v und der Effekt, sonach also wieder 4 Grössen angenommen, und hiefür die übrigen Werthe berechnet.

§. 185.

Ueber die Annahme dieser Grössen finden noch folgende Betrachtungen Statt: Die erste Windung bewirkt, wie schon erinnert wurde, die grösste Höhe, die folgenden aber eine immer kleinere Höhe, oder die drückenden Wassersäulen werden in jeder Windung kleiner als in der vorhergehenden. Da sonach der Kraft eine immer kleinere Säule hinzugesetzt wird, so erhellet, dass es nicht vortheilhaft sey, viele Windungen zu machen, oder die Luft in einen sehr kleinen Raum zusammen zu pressen. Jede Maschine dieser Art soll also von jenem Falle weit entfernt bleiben, dass die Wassersäulen in der letzten Windung beiderseits gleich sind, oder dass keine Vermehrung der Druckhöhe mehr eintreten kann. Im Gegentheile wird es zweckmässiger seyn, den Durchmesser der ersten Windung und des Wasserrades gross, dagegen aber die Anzahl der Windungen klein zu machen. Erlauben es die Lokalitätsverhältnisse, so dürfte es nicht unzweckmässig seyn, die Druckhöhe in der letzten Windung bei 90 Grad, oder $= u - a$ anzunehmen; da nun selbe in der ersten Windung $2A - 2a$ beträgt, so wäre das Mittel hievon $= \frac{1}{2}(2A + u - 3a)$, folglich die Anzahl der Windungen $N = \frac{2H}{2A + u - 3a}$. Bei dieser Annahme haben wir aber in dem Beispiele Seite 259 nach der dort aufgestellten Gleichung (I), $15 + 90 = 180\left(2 - \frac{A}{7{,}82}\right)$, woraus $A = 11{,}08$, folglich der Durchmesser $2A = 22{,}16$ Fuss ist, was allerdings auch angenommen werden kann.

Ueber die Grösse der Einflussöffnung des Schlangenrohres oder des Hornes ist noch zu bemerken, dass sein kubischer Inhalt, so weit es nämlich während dem Schöpfen im Wasser steht, eben so gross seyn muss, als der kubische Inhalt der ersten halben Peripherie des Schlangenrohres. Nimmt also das Horn, wenn es im Wasser eingetaucht ist, nur den achten Theil der Peripherie ein, so ist $\frac{1}{8}\pi . B^2 . \pi . 2A = \pi . a^2 . \pi . A$, woraus der mittlere Halbmesser des Hornes, oder $B = 2a$; es muss also die Einflussöffnung des Schlangenrohres an ihrem Anfange z. B. den Halbmesser $= 3a$, und am Ende des Bogens, auf welchen das Horn bei dem Schöpfen in das Wasser eingetaucht ist, den Halbmesser $= a$ wie das daranstossende Schlangenrohr haben, damit der mittlere Halbmesser $B = 2a$ im Lichten erhalten werde.

Vergleichen wir die Leistungen und Konstrukzionsverhältnisse der zwei §. 182 und §. 184 berechneten Spiralpumpen, welche beide das Wasser auf 90 Fuss Höhe bringen, so verhalten sich die gehobenen Wassermengen in einer Sekunde oder die Effekte wie $0{,}43 : \frac{1}{3} = 129 : 100$, der erforderliche Metallbedarf verhält sich aber wie $2970 : 2750 = 108 : 100$, endlich der Kraftaufwand wie $23 : 17$ oder wie $135 : 100$. Diese Rechnung zeigt uns, dass die erste Gattung Spiralpumpen mit gleich grossen Windungen im Vergleiche zur zweiten Gattung mit verjüngten Windungen für gleiche Effekte weniger Metall für die Röhren, aber eine etwas grössere Kraft zu ihrer Betreibung erfordere. Ist also eine hinreichende Betriebskraft vorhanden, so verdient die erste Gattung Spiralpumpen den Vorzug, wie schon §. 177 bemerkt wurde.

In beiden Fällen sind die Widerstände offenbar sehr unbedeutend. Man sieht hieraus zur Genüge, wie vortheilhaft der Gebrauch dieser Maschine im Vergleiche zu den bereits behandelten Wasserförderungsmaschinen sey. Die Spiralpumpe verdient also weit mehr in Anwendung zu kommen, als es bisher der Fall war; ihre einzige Schwierigkeit besteht in der luft- und wasserdichten Anfertigung des langen Schlangenrohres, und in der eben so vollkommenen Verbindung desselben mit dem Steigrohre. Beides kann bei genauer Arbeit erreicht werden.

§. 186.

Herr *Eytelwein* bemerkt noch in seinem Handbuche der Mechanik und Hydraulik, dass er statt der kupfernen Windungen eine hölzerne Schlange herstellen liess. Dieselbe hatte 7 Windungen, jede 2 Zoll weit und 2 Zoll hoch, der Durchmesser der Windungen mit Inbegriff der Windungsweite war 2 Fuss gross, und die ganze Schlange auf ähnliche Art ausgeführt, wie die Tab. 85, Fig. 1 dargestellte Wasserschnecke, nur dass hiebei keine massive Welle nöthig war. Diese Schlange hatte die Gestalt eines, an seinem Umfange bekleideten oberschlächtigen Wasserrades, bei der Einmündung war statt des Hornes eine Erweiterung von Blech angebracht, und die letzte Windung endigte sich mittelst einer metallenen Röhre in einen Windkessel, an dessen Obertheile die Steigröhre erst angebracht war. Die Verbindung zwischen dem letzten Windungsrohre und dem Windkessel war ebenfalls luft- und wasserdicht hergestellt. Bei dem Gebrauche zeigte sich die Maschine so vortheilhaft, dass der Verfertigung hölzerner Schlangen bei übrigens genauer Arbeit nach der Meinung des Herrn *Eytelwein* nichts im Wege steht.

Es ist zu bedauern, dass auch von der Spiralpumpe bisher noch keine genauen Versuche bekannt gemacht wurden, womit die Theorie verglichen und so über die Anwendbarkeit dieser Maschine im Grossen ein bestimmtes Urtheil gefällt werden könnte.

IX. Kapitel.

Saugpumpen und Kunstsätze.

§. 187.

Die **Saugpumpen** (*pompes aspirantes*) gehören zu den ältesten Maschinen, da sie gegen 120 Jahre vor Christo von *Ctesibius*, einem Mathematiker in *Alexandrien* erfunden wurden. Der häufige Gebrauch, welcher von diesen Maschinen gemacht wird, gibt ihrer Theorie überdiess eine grössere Wichtigkeit, als es bei vielen anderen Maschinen der Fall ist. Wir haben bereits im II. Bande dieses Werkes §. 90 bis 100 die verschiedenen Gattungen Pumpen, nebst ihren Haupttheilen, nämlich den Kolben und Ventilen umständlich erklärt, durch die nothwendigen Zeichnungen erläutert, und nebstbei die statische Theorie derselben, oder die Berechnung der Kraft, welche zum Betriebe der Pumpen ohne Rücksicht auf Widerstände erfordert wird, angeführt.

Unter den drei Gattungen Pumpen, nämlich den Saugpumpen, den Druckpumpen, und den vereinigten Saug- und Druckpumpen, sind die **Saugpumpen** die gebräuchlichsten; sie werden häufig, wie es bei unseren Brunnen der Fall ist, durch menschliche Kräfte betrieben; in den Bergwerken aber, wo bedeutende Wassermassen mittelst derselben zu gewältigen sind, werden oberschlächtige Räder, Wassersäulenmaschinen oder auch Dampfmaschinen zu ihrem Betriebe verwendet.

§. 188.

Bei einer jeden **Saugpumpe** kommen die Theile, aus welchen sie besteht, nämlich das **Saugrohr**, das **Kolbenrohr** mit den Aufsatzröhren, das **Saug- und Kolbenventil**, der **Kolben** und die **Kolbenstange**, besonders zu betrachten.

Bei dem **Saugrohre** (*tuyau d' aspiration*) ist zuerst die Höhe oder Länge desselben zu bestimmen. Wir haben schon §. 91 und 92 im II. Bande gezeigt, dass die grösste Höhe, auf welche das Wasser durch das Ansaugen bei einem atmosphärischen Drucke von 32 Fuss steigt, nur 20 bis 25 Fuss für die gewöhnlichen Saugpumpen betrage. Diese Höhe ist aber bei den in hohen Gebirgen gelegenen Bergwerken, wo der Druck der Atmosphäre geringer ist, auch minder bedeutend. *Delius* führt in seiner Anleitung zu der Bergbaukunst, Wien 1773, Seite 321 an, dass zu *Schemnitz* in Ungarn auf dem Francisci-Erbstollen, bis wohin die Kunstsätze aus der Tiefe reichen, der mittlere Barometer-Stand 26 Zoll 5 Linien par. betrage. Da nun 1 pariser Fuss $= 1{,}0276$ N. Oe. Fuss, und die spezifische Schwere des Quecksilbers $13{,}6$ beträgt, so gibt der angeführte Barometer-Stand nur eine Wassersäule von $26\,{}^{5}/_{12} \cdot 1{,}0276 \cdot 13{,}6 \cdot {}^{1}/_{12} = 30{,}77$ N. Oe. Fuss; es wird daher auch die grösste Höhe bis zu welcher das Wasser durch Ansaugen gehoben werden kann, weniger betragen.

Die Saugröhren werden aber in den Bergwerken noch weit niedriger gemacht, weil bei einem langen Saugrohre das Wasser, wie sich die Bergleute ausdrücken, nicht so frisch und geschwind in die Kolbenröhren dringen kann, als wenn das Saugrohr kürzer und die darin befindliche Wassersäule nicht hoch ist. In kurzen Saugröhren wird das Wasser dem Kolben mit einer merklich grösseren Geschwindigkeit nachfolgen, als er selbst hat, und folglich etwas zum Heben des Kolbens beitragen. Ueberdiess kommt man mit einem kurzen Saugrohr niemals in die Gefahr, eine gleichsam stockende Luft und gar kein Wasser zu erhalten. Wenn nämlich die Klappe des Saugrohres weit unter den niedrigsten Stand des Kolbens, und der Hub des letztern kurz ist, so kann es sich treffen, dass die im Kolbenrohre enthaltene verdünnte Luft bei dem Niedergehen des Kolbens gerade nur so viel, als die äussere atmosphärische Luft zusammengedrückt wird, in welchem Falle keine Luft mehr durch die Klappe des Kolbens entweicht, folglich auch kein Wasser steigt. Man kann hier zwar dadurch abhelfen, dass man das Saugrohr mit Wasser anfüllt und so die Luft entfernt, oder wie man sagt, den Satz anfrischt, allein bei der neuen Anlage von Kunstsätzen soll die Möglichkeit eines solchen Unfalles vermieden werden.

Da überdiess die Saugröhren vor jedem Eindringen der äusseren Luft sorgfältig verwahrt werden müssen, weil im entgegengesetzten Falle das Ansaugen und mithin die Wirkung der Maschine ganz aufhören würde, so gewähren kurze Saugröhren allerdings noch den Vortheil, dass sie dem Zerspringen und Reissen weniger unterworfen sind. Aus diesen Gründen werden die Saugröhren bei den *Schemnitzer* Kunstsätzen nicht über 12 Fuss hoch gemacht, sie stehen gegen 2 Fuss tief im Sumpfe und sind an ihrem untern Ende mit einem engen Gitter umgeben, um das Eindringen und Ansaugen von Unreinlichkeiten zu beseitigen. Beträgt also der Kolbenhub 6 Fuss, so wird das Wasser nur auf $12 - 2 + 6 = 16$ Fuss Höhe durch den atmosphärischen Druck gehoben.

Die Saugröhren werden gewöhnlich aus Stämmen von Lerchen- oder Kiefernholz hergestellt, und mit eisernen Ringen gut beschlagen; sie bekommen jene Bohröffnung, welche dem Wasserquantum, das gefördert werden soll, angemessen ist. Der obere Theil des Saug-
Fig. 1. Tab. 44. rohres AB wird gewöhnlich in ein hölzernes Stöckel oder Fässchen Fig. 1. Tab. 44. eingelassen. In dieses Stöckel pflegt man ein Spundloch anzubrinegn, um durch dasselbe dem Saugventil zuzukommen, und nicht erst die Saugröhre aus dem Stöckel herausschlagen zu müssen, wenn das Ventil einer Reinigung bedarf, oder erneuert werden muss. Das Spundloch wird 5 bis 6 Zoll breit, 6 bis 8 Zoll hoch gemacht und sein unterer Rand liegt $^1/_4$ oder $^1/_2$ Zoll über dem Ende des Saugrohres. Zur Befestigung der Saugröhren wird manchmal unter das Stöckel CB ein zweites Stöckel, Fröschel genannt, an dem obern Theile der Saugröhren eingelassen, darunter aber die Fröschelspreitzen eingeschlagen. Die Saugröhren müssen häufig nach Maassgabe der tiefern Abteufung verlängert werden; man setzt nämlich ein Röhrenstück daran, und diess zwar so oft, bis man wieder die Höhe für einen ganzen Satz erreicht. Diese Verbindung muss luft- und wasserdicht hergestellt, demnach die Fugen der in einander gesteckten Röhrenstücke mit Werg wohl verstopft und mit Letten verschmiert werden.

Damit das Wasser leicht in die Saugröhren zutreten könne, dürfen selbe unten nicht auf einer ebenen Fläche aufstehen, sondern sie müssen entweder auf die Kante eines im Sumpfe liegenden Stückes Holz oder auf ein derlei hufenförmig ausgeschnittenes Holz aufgestellt werden. Man pflegt aber auch unten in die Saugröhren 3 Schlitze von einigen Zollen Höhe auszuschneiden, so dass sie dann gleichsam auf drei Füssen aufstehen; auch werden zu gleichem Zwecke mehrere hinreichend grosse Löcher unten in dieselben ausgebohrt. Ist das Wasser sehr schlammig, so darf die Saugröhre unten nicht ganz aufstehen und muss noch mit einem Drathnetze oder Seiger umgeben werden.

§. 189.

Das Kolbenrohr (*corps de pompe*) wird bei kleineren Handpumpen, welche nur zeitweise im Gange sind, ebenfalls von Holz gemacht und ausgebohrt; bei Kunstsätzen aber muss es immer von Gusseisen, und wenn dieses durch die Grubenwässer angegriffen würde, von Metall (einer Mischung von Kupfer und Zinn) genommen werden. Beträgt die Hubshöhe 6 Fuss, wie es bei den Wassersäulen-Maschinen, wodurch Kunstsätze häufig betrieben werden, der Fall zu seyn pflegt, so muss die Länge oder Höhe des Kolbenrohres 7 bis 8 Fuss seyn. Zur Befestigung des Kolbenrohrs in der Schachtzimmerung werden gewöhnlich 2 oder 4 herausstehende Arme o o′ angegossen, seine Verbindung mit dem Saugrohre aber durch den Stöckel CB bewirkt; dieses ist ein rundes Holzstück, in welches von unten das Saugrohr und von oben das Kolbenrohr genau passend eingetrieben, und welches sodann mit einigen eisernen Ringen beschlagen und gut verkeilt wird, damit ein luft- und wasserdichter Schluss bewirkt werde. Fig. 1. Tab. 44.

Kolbenröhren von Gusseisen verdienen in den meisten Fällen den hölzernen vorgezogen zu werden. Sind sie gut gebohrt, so dauert die Kolbenliederung 5 bis 10mal so lang, überdiess ist auch die Reibung des Kolbens an den Wänden eines glatten gusseisernen Rohres, wie wir später sehen werden, weit geringer, als bei einem ebenfalls gut gebohrten hölzernen Rohre. Eiserne Stiefeln geben einen vollständigern Hub an Wasser, und dauern viele Jahre, während hölzerne Stiefel bei einem ununterbrochenen Gange gewöhnlich schon zu Ende des ersten Jahres so ausgerieben sind, dass sie durch neue ersetzt werden müssen. Da die Reibung der Kolben in einem metallenen Rohre noch geringer ist, so sind metallene Kolbenröhren den gusseisernen vorzuziehen, nur sind erstere viel kostspieliger.

Wo inzwischen die Pumpenbetreibung, wie es z. B. bei Wasserbauten der Fall ist, nur eine kürzere Zeit dauert, sind die hölzernen Stiefeln als minder kostspielig den eisernen vorzuziehen. Bei Brunnen in Städten werden gewöhnlich hölzerne Kolbenröhren gebraucht, und manchmal mit Röhren von Kupfer- oder Eisenblech ausgefüttert.

§. 190.

Besteht ein Kunstsatz bloss aus einem Saug- und Kolbenrohr, so wird er ein kurzer oder niedriger Satz genannt; werden aber auf das Kolbenrohr noch mehrere Röhren aufgesetzt und das Wasser mittelst derselben auf einen höheren Abflusspunkt geleitet, so ist diess ein mittlerer oder hoher Satz. Ein mittlerer Satz hebt das Wasser in den *Schemnitzer* Bergwerken auf 8 bis 10, ein hoher Satz aber auf 15 bis 16 Klafter, doch richtet sich auch diess nach der vorhandenen Lokalität. In den englischen Bergwerken haben die Saugröhren ebenfalls nur gegen 12 Fuss Höhe, die Aufsatzröhren reichen aber bis zu 120 Fuss Höhe und darüber. Das erste Aufsatzrohr bei einem mittlern oder hohen Satze

Fig. 1. Tab. 44. wird mit dem Kolbenrohre durch einen Stöckel ED verbunden, in welchen es hinein gesteckt und verkeilt wird, manchmal geschieht diese Verbindung auch mittelst eingelassener eiserner Büchsen. Die Aufsatzröhren sind 12 Fuss lang und werden mit eisernen Ringen gegen das Zerspringen gesichert. Diese Röhren haben einerlei Durchmesser mit dem Kolbenrohr; in keinem Falle dürfen sie enger gemacht werden, weil sie sonst den Widerstand vermehren würden.

Aus der statischen Theorie der Saugpumpen ist es bekannt, dass die Kraft, welche zum Aufziehen des Kolbens erfordert wird, dem Gewichte eines Wasserkörpers gleich komme, welcher die Fläche des Kolbens zur Grundfläche, und die Höhe des Saug- und Kolbenrohres, dann aller Aufsatzröhren zur Höhe hat. Es ist demnach gleich viel, ob das Saugrohr kürzer und dagegen das Aufsatzrohr um so viel länger gemacht wird, und im Gegentheile. Die Schemnitzer Saugröhren haben 12 Fuß Höhe und ihr Durchmesser beträgt ⅔ von dem Durchmesser des Kolbenrohres. In jenen Fällen, wo die Saugröhren nothwendig höher und zuweilen selbst so hoch als es das Ansaugen zulässt, gemacht werden müssen, verhält sich der Durchmesser des Saugrohres zu jenem des Kolbenrohres wie 1 : 3, wenn aber die Bewegung des Kolbens geschwind ist, höchstens wie 5 : 12. Diese Verhältnisse haben sich als die vortheilhaftesten bewährt.

Die Menge des zu fördernden Grubenwassers bestimmt den Durchmesser des Kolbenrohres; es muss aber der Wasserzugang immer zur Zeit, wenn er am stärksten ist, gemessen werden, nämlich bei anhaltendem Regenwetter, oder im Frühjahre bei dem Abgange des Schnees. Die Annahme eines grössern Durchmessers, als dieser Wasserzugang fordert, würde die Maschine unnöthig beschweren, so wie man andererseits mit einem kleinern Durchmesser als der Wasserzugang fordert, die Grubenwässer zeitweise nicht zu gewältigen im Stande wäre.

Ein Satz mit einem weitern Kolbenrohre ist immer vortheilhafter, als mehr Sätze mit engern Kolbenröhren, weil die Anlage der letztern nicht bloss mehr Kosten verursacht und im Schachte einen grössern Raum einnimmt, dann die Unterhaltung der Liederung und der übrigen Theile kostspieliger ist, sondern auch, wie die nachfolgende Theorie zeigen wird, bei engen Kolbenröhren weit mehr Widerstände für den Betrieb des Satzes entstehen, als es verhältnissmässig bei einer weitern Röhre der Fall ist. Uebrigens muss zur möglichsten Verminderung der Widerstände das Kolbenrohr gut ausgebohrt und nicht höckericht oder löchericht seyn.

§. 191.

Die Kolben (*pistons*) sollen mit ihrer Liederung bei dem Aufziehen genau an das Kolbenrohr anschliessen, kein Wasser durchlassen, aber auch nicht zu schwer zu bewegen seyn. Bei ihrem Niedergange soll sich das Kolbenventil leicht öffnen, dem Wasser eine möglichst grosse Oeffnung zum Durchfliessen darbiethen; und wenn der Kolben den tiefsten Stand erreicht hat, sich sogleich schliessen und das Zurückfallen des Wassers verhindern.

Die Kolben in den Kunstsätzen der Bergwerke werden häufig aus einem runden Klotze von Holz verfertigt, welcher mit mehreren Löchern durchbohrt wird. Dieser Klotz ist etwas schwächer als die Weite des Kolbenrohrs, so dass er sich nicht unmittelbar an dem Rohre reibt. Der genaue Schluss des Kolbens an das Rohr wird erst durch eine lederne

Scheibe von etwas grösserem Durchmesser bewirkt; diese Scheibe ist an der Kolbenstange über dem Kolben befestigt und ihr Rand wird bei dem Aufziehen des Kolbens durch den Druck der darüber stehenden Wassersäule an die Wände des Kolbenrohres angedrückt und so der genaue Schluss bewirkt. Geht aber der Kolben herab, so hebt sich die Lederscheibe, und das Wasser dringt durch die Oeffnungen. Eine solche Lederscheibe bewirkt auf diese Art nicht bloss die Liederung, sondern sie versieht auch die Stelle des Ventils, allein sie entspricht beiden Zwecken nur unvollkommen, indem die Absperung des Wassers nicht genau ist und die Scheibe, vorzüglich wenn sie zu Anfange ihres Gebrauches noch zu steif ist, den Durchgang des Wassers hemmt. Die hölzernen Kolben quellen überdiess durch das Wasser an, und wenn der Satz einige Zeit lang steht, so trocknen sie wieder zusammen.

Aus dieser Ursache werden in den Kunstsätzen gegenwärtig meistens Kolben mit metallenem Gerippe oder Kolbenstocke (*corps de piston*) und zwar mit einfachem oder mit doppeltem Klappenventile, welche wir bereits §. 98, II. Band genau beschrieben haben, gebraucht. Die Liederungen, welche wir dort angegeben haben, werden im Durchmesser 2 bis 4 Linien, bei hohen Sätzen selbst 5 bis 6 Linien grösser als der Durchmesser des Kolbenrohres gemacht; der Kolben selbst bleibt aber im Durchmesser um einen Zoll kleiner, damit er niemals an das Kolbenrohr anstreife.

Fig. 10. und 11. Tab. 44.

Für Saugwerke oder vereinigte Saug- und Druckwerke, von welchen im nächsten Kapitel gehandelt wird, verdient nebst den im II. Bande beschriebenen Kolben auch noch der Kolben mit Sturzliederung Fig. 16 empfohlen zu werden. Der metallene Kolbenstock a b ist an die Kolbenstange angeschraubt und mit einer concaven Tragscheibe versehen, hierauf werden die Lederscheiben gelegt und mit einer zweiten Platte oder Presscheibe c d durch Schrauben angezogen. Der Kolben kann auch eine doppelte Sturzliederung Fig. 17 erhalten; in beiden Fällen wird durch diese Liederung ein genaues Abschliessen des Wassers bewirkt, und beim Zurückgehen des Kolbens ist die Reibung an dem Kolbenrohre nicht sehr bedeutend.

Fig. 16. Tab. 86. Fig 17.

§. 192.

Die Ventile (*Soupapes*) innerhalb der Kolben und jene welche oberhalb des Saugrohres angebracht werden, haben wir auch schon im II. Bande beschrieben. Gute Ventile müssen folgende Eigenschaften haben: 1tens. Die Klappen sollen eine so grosse Oeffnung haben, als jene des Saugrohres ist, um dem Wasser einen ungehinderten Durchgang zu verschaffen. Zu dieser Absicht wird zuweilen das Saugrohr an dem Orte weiter gemacht, wo die Klappe eingesetzt werden soll. 2tens. Die Ventile müssen sich so schnell schliessen, dass nur wenig von dem bereits gehobenen Wasser während der Zeit, als sie sich schliessen, zurückfallen kann. 3tens. Sind die Ventile geschlossen, so sollen sie nicht nur überall genau aufliegen, sondern auch so stark seyn, dass sie alles obere Wasser zu tragen vermögen; doch dürfen die Klappen nicht zu schwer seyn, weil ihr Oeffnen sonst eine zu grosse Kraft erfordern würde.

Nach diesen Grundsätzen lassen sich nun alle bisher erfundenen Ventile beurtheilen. Da Klappenventile dem Wasser die grösste Oeffnung für das Durchfliessen gewähren, so verdienen sie den Vorzug vor allen andern. Dagegen wird das Durchfliessen des

Wassers bei Ventilen mit vielen runden Oeffnungen sehr erschwert, sie sind demnach auch ganz unvortheilhaft. Kegelventile sind auch zweckmässig, allein bei unreinem Wasser, wo sich Sandkörner ansetzen, versagen sie ihren Dienst. Da übrigens die Ventile bei Pumpen den meisten Reparaturen unterliegen, so soll man denselben leicht beikommen können, in welcher Hinsicht die englische Einrichtung der eisernen Saugpumpen, welche wir bereits im II. Bande beschrieben haben, grosse Vorzüge besitzt.

Die Kolbenstangen (*Tiges de piston*) werden bei Handpumpen häufig von Eisen, Fig. 1. Tab. 44. in den Bergwerken aber gewöhnlich von Holz genommen; im letztern Falle müssen sie aber mit eisernen Schienen beschlagen werden, wie Fig. 1. zeigt. Eine solche Kolben- oder Zugstange wird von geradem Tannenholz, oben 3 und unten 2 Zoll dick, dann 4 Klafter oder mehr lang gemacht. Bei hohen Sätzen werden die Kolbenstangen zusammengeschiftet; an ihrem obern Ende aber an ein eisernes Kreuz (*Krumpus* genannt) an die Schachtstangen angehängt.

Die Hubshöhen der Kolben sind verschieden, bei Handpumpen nur $^1/_2$ bis 1,5 Fuss, bei Kunstsätzen aber weit grösser. Weil jedoch bei jedem Niedergange des Kolbens ein Theil des früher angesaugten Wassers während dem Schliessen des Saugventils wieder zurückfällt, und bei dem Aufziehen des Kolbens jedesmal, wie die weiter folgende Theorie zeigt, eine Kraft zur Ueberwältigung der Trägheit der Massen erfordert wird, so muss die Hubshöhe so gross als möglich angenommen werden. In den *Schemnitzer* Bergwerken beträgt daher die Hubshöhe bei den Kunstsätzen 6 bis 8 Fuss.

Die Geschwindigkeit des Kolbens ist sehr verschieden, sie ist nicht leicht kleiner als $^1/_4$ und grösser als 2,5 Fuss in der Sekunde.

§. 193.

Ist die hinreichende Kraft vorhanden, so lässt sich das Wasser mit einem Saugsatze auf jede beliebige Höhe bringen, nur muss dann das Kolben- oder Steigrohr die hinreichende Stärke, welche der bedeutende Wasserdruck fordert, erhalten. Einzelne Sätze (§. 196) haben in den Bergwerken bis über 200 Fuss Höhe, doch sind diess nur Ausnahmen.

Eine bedeutende Förderungshöhe wird nämlich in der Regel in mehrere Sätze abgetheilt, die einander das Wasser zuführen. Jeder Satz giesst sein gehobenes Wasser in einen Kasten oder Behälter aus, worin das Saugrohr eines zweiten Satzes steht, der das Wasser abermals einem dritten höher gelegenen Satze zuführt u. s. w., bis endlich der oberste Satz das Wasser in einen Erbstollen ausgiesst. Diese Einrichtung hat die Vortheile: 1$^{\text{tens.}}$ Dass man das von den höhern Läufen und Strecken zusitzende Wasser in den höher liegenden Sumpftrögen auffangen, und sogleich heben könne, ohne selbes zum Nachtheile in den tiefsten Ort fallen zu lassen. Hiebei richtet man sich nach den Lokalumständen und macht bald hohe Sätze von 15 bis 18, bald mittlere von 10 bis 12, bald niedere Sätze von 6 bis 8 Klafter. 2$^{\text{tens.}}$ Kann man sich dann der hölzernen Aufsatzröhren, statt der für eine grosse Steighöhe erforderlichen gusseisernen Röhren bedienen. Es fragt sich nun, ob niedere oder hohe Kunstsätze den Vorzug verdienen.

Vergleichen wir drei Sätze, jeden von 5 Klafter Höhe, mit einem Satze von 15 Klafter Höhe, so werden bei den erstern dreimal so viel Bestandtheile und dreimal so viel

Liederungen vorkommen, als bei dem einzelnen hohen Satze; es wird also die erste Beischaffung der drei Kunstsätze und die fortwährende Unterhaltung der Liederung weit kostspieliger seyn, als bei dem einzelnen hohen Satze. Ueberdiess ist die Reibung dreier Kolben, wenn die darauf liegende Wassersäule auch nur ⅓tel der Höhe wie bei einem hohen Satze beträgt, doch immer grösser, als bei einem einzelnen Kolben, der mit der ganzen Wassersäule gedrückt wird. Hohe Sätze verursachen also sowohl bei ihrer ersten Anschaffung und Unterhaltung keinen so grossen Aufwand, wie auch für ihren Betrieb im Durchschnitte ein geringerer Kraftaufwand erfordert wird. Dagegen springen die Aufsatzröhren bei den hohen Sätzen weit leichter, als bei den niedern. Wenn überdiess in verschiedenen Strecken Wasser zusitzt, so müsste dasselbe in die Tiefe zu dem Wasserkasten herabgelassen und dann wieder mit dem übrigen Wasser gehoben werden; es fände also ein unnützer Kraftaufwand Statt, was bei niedrigen Sätzen nicht eintreten kann.

In einem solchen Falle, wo Wässer auf verschiedenen Höhen zusitzen, müssen die Kolbenröhren der untern Sätze enger, die obern aber nach Verhältniss weiter gemacht werden. Auch die Wasserkästen müssen dem zufliessenden Wasserquantum angemessen, und lieber tief als weit seyn, damit das Saugrohr immer tief genug im Wasser stehe. Wird diess nicht beobachtet, so dringt die Luft mit dem Wasser in das Saugrohr, welches man an dem Schnarchen des Satzes erkennt; zum Herausschaffen der Luft pflegt man dann Wasser in den Satz auf den Kolben zu giessen.

Lässt ein Satz das gehobene Wasser wieder zurückfallen, so liegt die Schuld an dem Saugventile, welches entweder nicht gut schliesst oder nicht schnell genug zufällt. Wird aber mit dem Satze nicht genug Wasser gehoben, so ist diess ein Zeichen, dass die Liederung des Kolbens nicht mehr genau schliesst. In beiden Fällen wird der Wasserkasten, worin ein solcher Satz steht, bald übergehen und das Wasser ablaufen; es muss also sogleich dem vorhandenen Gebrechen abgeholfen werden. Bei niedern Sätzen wird der Kolben, wenn seine Liederung schadhaft ist, mit der Kolbenstange herausgezogen und ein frisch geliederter Kolben angeschraubt, der dann mit Hülfe der herabgehenden Schachtstange wieder in das Kolbenrohr hineingestossen wird. Bei hohen Sätzen wird das Saugrohr herausgenommen, der Kolben durch die untere Oeffnung des Kolbenrohrs durchgestossen, abgeschraubt, ein frischgeliederter Kolben angeschraubt und mit Hülfe der in die Höhe gehenden Schachtstange wieder in das Kolbenrohr gezogen. Das Saugventil wird auf diese Weise auch reparirt oder nöthigenfalls neu ersetzt, und sodann das Saugrohr wieder an das Kolbenrohr befestigt.

§. 194.

Die Schachtstangen reichen durch den ganzen Schacht bis zu dem tiefsten Satze; an sie werden die Zugstangen oder Kolbenstangen für jeden einzelnen Satz gehängt. Die Schachtstangen bestehen gewöhnlich aus 3 bis 4 Klafter langen, 4 Zoll dicken und 5 Zoll breiten Stangen von Tannenholz, die an ihren Enden mit zahnförmigen Einschnitten genau zusammengeschiftet und daselbst mit eisernen Ringen gut verbunden werden. Eine solche Zusammenschiftung wird ein Schloss genannt. Das Schachtgestänge muss fortwährend in gleicher Richtung auf- und niederspielen, zu welchem Zwecke an mehreren Orten in dem Schachte Spreitzen angebracht und Walzen oder Spulen eingelegt werden, damit die Schachtstangen ohne bedeutende Reibung daran auf- und niedergehen. An diesen Orten werden die Schachtstangen mit buchenen oder mit schwachen eisernen Schienen belegt, um ihre Abschleifung bei der beständig fortwährenden Bewegung an den Walzen zu verhindern. Auch werden die Schachtstangen an einigen Orten an den Satzspreitzen mit starken Ketten angehängt, die nur den nothwendigen Spielraum für die Bewegung zulassen; bricht dann ein solches Schachtgestänge, so wird sein Hinunterfallen und die hieraus entstehende Beschädigung an der Schachtzimmerung verhindert.

Da die Schachtstangen mit den daran befestigten Zugstangen und Kolben bei einer tiefen Förderung ein bedeutendes Gewicht haben, so werden die meisten Künste mit doppelten Schachtstangen, die einander das Gleichgewicht halten, eingerichtet. Während eine Schachtstange hinauf geht, bewegt sich dann die andere herab. Ist diess aber nicht möglich, so wird das Gewicht der Schachtstangen durch einen, mit Steinen oder alten Eisenstücken angefüllten Kasten an einem Waagbaume (*Balancier*) ausgeglichen. An dem einen Ende dieses Waagbaumes werden nämlich die Schachtstangen mit Ketten angehängt, an dem andern Ende aber der beschwerte Kasten angebracht; die Betriebskraft hat dann nur die, für die Wasserhebung in den Sätzen erforderliche Kraft auszuüben, indem das bedeutende Gewicht der Schachtstangen sich ausgleicht. In saigeren Schächten müssen sich die Schachtstangen vollkommen saiger, in tonnlägigen Schächten aber nach der Verflächnng des Ganges bewegen; im letztern Falle laufen sie dann durchaus auf Walzen.

§. 195.

Tab. 86. Auf der Tafel Nr. 86. erscheint ein Theil des Kunstsatzes im Kaiser Josephs Schachte zu Joachimsthal im Ellbogner Kreise in Böhmen in der vordern Ansicht dargestellt. Die Seitenansicht hievon wurde zur Ersparung des Raumes in die Tafel nicht aufgenommen. Das oberschlächtige Wasserrad, welches diesen Kunstsatz betreibt, hat 18 böhm. Ellen oder 18. 1,879 = 33,8 N. Oe. Fuss im Durchmesser, soll aber seiner Zeit durch ein bereits fertiges, 22 Ellen = 41,3 N. Oe. Fuss im Durchmesser haltendes Rad ersetzt werden. Die Schaufeln des gegenwärtigen oberschlächtigen Rades sind 18 Zoll lang, im Theilriss 12 Zoll von einander entfernt und es sind deren 104 vorhanden. Die Breite oder eigentlich die Höhe des Radkranzes beträgt ohne den Boden 12 Zoll. Die Radwelle ist nur 6 Fuss lang; auf dieselbe ist der Radkranz mit 2 Armen von enger und weiter Bindung befestigt. Die ersten zwei Arme der weiten Bindung sind von unten auf ⅓ ganz, von oben auf ⅔ ausgeschnitten. Die zweiten 2 Arme der weiten Bindung sind in der Mitte auf ⅓ ganz, die 2 Arme der engen Bindung sind ebenfalls in der Mitte ⅓ im Holze und die letzten 2 Arme der schmalen Bindung haben oben ⅓ Holz. Zu jeder Seite dieses Rades sind an dem Zapfen Krümmlinge oder Krummzapfen a b angebracht, die aber um 180° von einander abstehen. In der Zeichnung erscheinen beide Krümmlinge in horizontaler Lage. Durch dieselben wird zu jeder Seite eine Zugstange und mittelst dieser die Waagbäume A, B abwechselnd hinauf und herabbewegt. An dem entgegengesetzten Ende dieser Waagbäume sind die Schachtstangen befestigt, wovon also die eine hinabgeht, während die andere sich erhebt. Die Waagbäume A, B bewegen sich mittelst der hinreichend starken Zapfen c d in Lagern, welche auf den Gerüstbalken C, D ruhen.

Tab. 86.

Die Schachtstangen sind 6 Zoll breit, 4 Zoll dick und 8,5 Ellen = 16 N. Oe. Fuss lang. Ihre Verbindung geschieht durch **Schlösser** nach der Konstrukzion, wie die Figur zeigt; es werden nämlich zwei, mit 1 Zoll, tiefen Einschnitten versehene Stangen, von 8 Fuss 4 Zoll Länge und gleicher Dicke von 4 Zoll, genau passend an die Schachtstangen angelegt, und mit 10 eisernen Ringen genau verbunden. Die Befestigung der Zug- oder Kolbenstangen an die Schachtstangen ist aus der Zeichnung ersichtlich.

Das angeführte oberschlächtige Wasserrad betreibt:
10 tiefer liegende Sätze mit 5,5 Zoll im Lichten weiten Kolbenröhren, dann
12 höher gelegene mit 6 Zoll weiten Kolbenröhren; im Ganzen also
22 Sätze, und noch einen Pumpensatz, durch welche das Wasser auf 95 Klafter Höhe gefördert wird. In einer Minute geschahen am 24. August 1832, als ich diesen Kunstsatz besichtigte, 4 Hübe, jeder zu 40 Zoll Höhe, welche den erhaltenen Mittheilungen zu Folge in einer Minute 64 böhmische Seitel Wasser geben sollen. Die Höhe der Sätze ist nicht gleich; bei einem abgemessenen Satze wurde gefunden:

Das Saugrohr des Satzes mit einer Höhe von	3° 4′ 4″
Der Satzstock ober demselben, worin sich das Saugventil befindet	2′ 2″
Das Kolbenrohr vom Satzstocke bis zum obern Stöckel	3′ 6″
Das obere Stöckel oder die Haube bis zum Wasserabflusse	1′ 3″
Demnach die Höhe des Satzes vom Wasserspiegel zu Wasserspiegel	4° 5′ 3″

Der Wasserspiegel im Troge ändert sich um etwa 2 Zoll.

Die Kolbenröhren sind von Gusseisen und inwendig ausgebohrt; der schädliche Raum ist 3 Zoll hoch. Um endlich dem Saugventil leichter beizukommen, ist in dem Satzstocke eine Oeffnung von 5 Zoll Breite und 6 Zoll Höhe angebracht, welche gewöhnlich mit einem Spunde verschlossen bleibt, im nöthigen Falle aber geöffnet wird.

Man sieht leicht, dass bei dieser Einrichtung die Kolbenstangen sammt Kolben in der einen Hälfte der Sätze, oder auf einer Seite des Rades hinauf gehen und ansaugen, während sie auf der andern Seite des Rades zu gleicher Zeit hinabgehen und das früher angesaugte Wasser nun durch die Ventile über die Kolben hinaufsteigt. Da sich überdiess das Gewicht der Schachtstangen ausgleicht, so hat das oberschlächtige Rad nur immer die Kraft für die halbe Anzahl oder für 11 Sätze auszuüben. Die Anstellung genauer Versuche über die Kraft und den Effekt bei diesem Kunstsatze erlaubte mir damals leider die Lokalität und andere Umstände nicht.

§. 196.

Nicht bloss in den englischen Bergwerken, wie §. 190 erinnert wurde, sondern auch in andern Bergwerken werden gegenwärtig sehr hohe Sätze angelegt. In den: „Beiträgen zur Bergbaukunde, insbesondere zur Bergmaschinenlehre von dem k. Schemnitzer Bergrathe Herrn *J. Schitko*, zweites Heft, Wien 1834, wird Seite 72 angeführt, dass das Grubenwasser aus dem Sumpfe des Leopoldschachtes gegenwärtig mittelst zweier Kunstsätze bis auf den 285 Schemnitzer Fuss höher liegenden Kaiser Franz Erbstollen gefördert werde. Hievon entfallen:

1tens.	Auf die Saugröhren vom Unterwasser bis zum mittlern Kolbenstande des untern Satzes	19	Fuss
2tens.	Auf den untern Satz von seinem mittlern Kolbenstande bis zum mittlern Kolbenstande des obern Satzes	181,23	„
3tens.	Auf den obern Satz vom mittlern Kolbenstande bis zum Ausgusse	84,77	„
	Zusammen im Schemnitzer Maass	285	Fuss

Da nun 1 Schemnitzer Fuss = 1,0682 N. Oe. Fuss, so gibt diess eine Höhe von 304,4 N. Oe. Fuss, und die Höhe des untern Satzes allein ist = 200,23 Schemnitzer = 213,9 N. Oe. Fuss. Beide Sätze werden durch eine im Jahre 1828 nach der Angabe des Herrn Bergrathes *Schitko* erbaute Wassersäulmaschine betrieben, wobei die Fallhöhe des Kraftwassers oder die Höhe vom Wasserspiegel des Einflussbehälters bis zum mittlern Kolbenstande im Treibzylinder 710 Schemnitzer Fuss = 758,4 N. Oe. Fuss beträgt. Die Kolbenröhren dieser Kunstsätze sind von Metall, und zwar stehen immer zwei Stiefel, in denen die Kolben abwechselnd auf- und abgehen, neben einander, und führen das Wasser einer gemeinschaftlichen Steigröhre von Gusseisen zu. Die zwei Saug- und zwei Druckventile sind in einem eigenen Gehäuse an dieser Steigröhre angebracht, an dem untern Theile derselben aber findet das Ansaugen Statt. Die Kolben sind daher massiv (ohne Ventilen) und auf den Sturz geliedert, in welcher Hinsicht diese zwei Sätze den vereinigten Saug- und Druckwerken ähnlich sind. Die nähere Einrichtung dieses Maschinenwerkes, worauf wir noch später zurückkommen werden, ist in der obigen Schrift zu ersehen.

Bei einer zweiten im Andreasschachte zu *Schemnitz* im Jahre 1831 erbauten Wassersäulenmaschine ist eine Druckhöhe von 423,29 Schemnitzer Fuss vorhanden; hiemit werden drei über einander gestellte Sätze betrieben, die folgende Dimensionen haben:

1tens.	Im Sumpfsatze ist die	Saughöhe	18,5	Schemnitzer Fuss.
	„ „ „ „	Druckhöhe	93	„ „
2tens.	Im mittlern Satze ist die	Saughöhe	10,75	„ „
	„ „ „ „ „	Druckhöhe	108	„ „
3tens.	Im obern Satze ist die	Saughöhe	13	„ „
	„ „ „ „ „	Druckhöhe	99	„ „
		Zusammen	342,25	Schemnitzer Fuss.

Die Konstrukzion dieser Sätze ist auf gleiche Art wie jene der vorgenannten.

§. 197.

Jeder Kunstsatz und überhaupt jede gute Pumpe soll folgende Eigenschaften haben:

1tens. Soll die Reibung des Kolbens und der Widerstand des Wassers bei seiner Bewegung in den Röhren und seinem Durchgehen durch die Ventile so klein als möglich seyn.

2tens. Soll kein bereits gehobenes Wasser verlohren gehen, es sey nun durch die Kolben oder durch Sprünge in den Röhren; eben so sollen keine fremdartigen Gegenstände, als Sand, Spähne etc. in die Pumpe eindringen und selbe beschädigen oder verstopfen.

3tens. Soll das Wasser mit der Pumpe nicht höher gehoben werden, als es für den Abfluss wirklich erfordert wird.

4tens. Wird die Pumpe durch Menschen betrieben, so soll die Vorrichtung so seyn, dass viele Menschen zugleich an ihr arbeiten können, ohne dass ihre Kraft nachtheilig verwendet wird.

Mit Rücksicht auf diese Eigenschaften lassen sich nun jene Konstrukzionen beurtheilen, welche vorzüglich in England für Pumpen erfunden und mit verschiedenem Erfolge ausgeführt wurden. Es würde für unser Handbuch zu viel Raum erfordern, wenn wir eine Beschreibung und Darstellung aller hieher gehörigen Erfindungen geben wollten; wir müssen daher vorzüglich auf *Dingler's* polytechnisches Journal und die Werke von *Gregory*, *Robison* etc. in dieser Hinsicht verweisen.

Die Theorie der Pumpen ist für die technische Mechanik von grösster Wichtigkeit, indem von wenig andern Maschinen ein so allgemeiner Gebrauch gemacht wird, als es bei den Pumpen der Fall ist. Die Konstrukzion der letztern ist sehr einfach, ihre Anschaffung nicht kostspielig, sie lassen sich durch alle Arten von Betriebskräften in Bewegung setzen und nehmen einen kleinern Raum ein, als es bei allen andern Wasserhebmaschinen der Fall ist. Auch ihr Effekt ist bei zweckmässiger Konstrukzion, wie wir später sehen werden, bedeutend; es vereinigen sich daher wesentliche Vortheile bei dem Gebrauche dieser Maschine.

Dem Herrn Hofrathe *Karl Chr. von Langsdorf* gebührt das Verdienst, die Theorie der Pumpen zuerst vollständig aufgestellt, und dem Techniker die Mittel an die Hand gegeben zu haben, die Anlage der Pumpen und Kunstsätze in voraus berechnen, und ihren Erfolg oder Leistung bestimmt angeben zu können. Auch andere Schriftsteller haben später denselben Gegenstand mit Erfolg bearbeitet. Bei der nachfolgenden Theorie, welche sich auf die bisher vorgetragenen Grundsätze stützt, waren wir bemüht, die Rechnungen so einfach als möglich zu führen, um ihre Anwendung in der Ausübung zu erleichtern; wir glauben hiebei nichts an Genauigkeit zu verlieren.

§. 198.

Die Kraft, welche ohne Rücksicht auf Widerstände zur Betreibung einer Saugpumpe erfordert wird, haben wir bereits §. 93 im II. Band berechnet. Es wurde dort gezeigt, dass diese Kraft eigentlich nur bei dem Aufzuge des Kolbens oder während dem Ansaugen ausgeübt werden muss; sie ist nämlich $= 56{,}4\,F\,.\,H$, wo F die Querschnittsfläche des Kolbens und H die ganze senkrechte Höhe vom untern Wasserspiegel bis zu jener Höhe bezeichnet, auf welcher das Wasser im Kolben- oder Steigrohre stehen bleibt, während es durch die dort angebrachte Oeffnung aus der Pumpe fliesst. Bei dieser Rechnung ist auf das Gewicht des Kolbens und der Kolbenstange noch keine Rücksicht genommen, weil diess gewöhnlich als zu unbedeutend vernachlässigt werden kann. Setzen wir aber das eigene Gewicht des Kolbens sammt der Kolbenstange, nach Abzug des Gewichtes des hievon verdrängten Wassers $= G$, so ist die erforderliche Kraft zum Aufzuge der Kolbenstange $= 56{,}4\,F\,.\,H + G$.

Bei dem Herabdrücken des Kolbens ist gar keine Kraft auszuüben, wenn die Widerstände unberücksichtigt bleiben; der Kolben wird vielmehr von dem Gewichte G herabgezogen; es ist also die zum Herabdrücken des Kolbens erforderliche Kraft $= -G$. Die Grösse des Gegengewichtes, welches bei diesem ungleichen Widerstande erfordert wird, um mit einerlei Kraft eine Saugpumpe in gleichförmiger Bewegung zu erhalten, wurde ebenfalls im II. Bande bestimmt, doch hiebei auf die Widerstände bei der Bewegung der Pumpe noch keine Rücksicht genommen.

§. 199.

Der grösste Widerstand, welcher gewöhnlich bei Saugpumpen eintritt, wird durch die Reibung des Kolbens an der innern Wand des Kolbenrohres oder Stiefels bewirkt. Es tritt nämlich hier ein gleicher Widerstand ein, wie wir ihn bereits im V. Kapitel des I. Bandes bei der Bewegung fester Körper auf einander kennen gelernt haben; nur finden die dort aufgestellten Sätze hier einige Abänderung.

Es leuchtet von selbst ein, dass die Reibung des Kolbens durch den Druck oder die Spannung bewirkt wird, welche der Kolben gegen die innere Wand des Stiefels ausübt. Diese Spannung muss hier nothwendig Statt finden, wenn der Kolben der Eigenschaft, einen genauen Abschluss des Wassers zu bewirken, entsprechen soll. Weil aber die Absperrung des Wassers durch die Liederung bewirkt wird, so reibt sich nicht der Hauptkörper des Kolbens an den Stiefelwänden, indem derselbe, wie bereits §. 191 bemerkt wurde, bei den Kunstsätzen gewöhnlich um 1 Zoll im Durchmesser schwächer gemacht wird, als der lichte Durchmesser des Stiefels beträgt. Wir haben also in Bezug auf die Reibung nur den Anschluss und den Druck der Liederung gegen die innere Stiefelfläche zu betrachten.

Fig. 10. und 11. Tab. 44. Ist der Kolben auf den Sturz geliedert, wie Fig. 10 und 11, so wird die Liederung während dem Aufzuge des Kolbens mit der ganzen darüber stehenden Wassersäule an die innere Stiefelfläche angedrückt, es wird also nach Massgabe dieser Wassersäule auch eine bedeutende Reibung bei dem Kolbenaufzuge eintreten. Geht aber der Kolben herab, so gibt die Liederung nach, und die Reibung ist äusserst gering. Derselbe Fall wird auch bei allen ähnlichen Liederungen eintreten, z. B. bei jener, wo eine blosse Lederscheibe auf einem mit mehreren Löchern durchbohrten Kolben liegt; auch hier wird die Reibung nur während dem Aufzuge des Kolbens durch den Druck des darüber stehenden Wassers bewirkt, während die Reibung bei seinem Herabgehen vernachlässigt werden kann.

Fig. 14. Dagegen werden jene Kolben wie Fig. 14, welche aus mehreren über einander gelegten, genau in den Stiefel passenden Lederscheiben bestehen, sowohl bei dem Aufzuge, als bei dem Herabgehen eine gleiche Reibung bewirken. Dasselbe ist bei der Liederung mit einer Stopfbüchse und allen ähnlichen Liederungen der Fall. Bei andern Kolbenliederungen wird die Reibung bei dem Herabgehen des Kolbens zwar nicht so gross, als bei seinem Aufzuge, aber doch auch nicht so unbedeutend seyn, um vernachlässigt werden zu können. Hieraus erhellet nun, dass sich eine absolute Grösse der Kolbenreibung hier eben so wenig angeben lässt, als diess bei der Reibung fester Körper geschehen kann. Die Art der Kolbenliederung muss hier allein die Grösse der Reibung während dem Aufzuge und während dem Herabgehen des Kolbens bestimmen. Ueberdiess wird ein neu geliederter Kolben eine weit grössere Reibung verursachen, als wenn derselbe schon durch einige Zeit im Gange ist; es ist also auch dieser Umstand zu berücksichtigen.

Die Reibung der Kolbenliederung ist zwar bei einer grössern Wasserdruckhöhe auch grösser, allein es lässt sich nicht behaupten, dass selbe der Wasserdruckhöhe proporzional oder bei einer $n$fachen Druckhöhe auch $n$mal so gross sey. Einige Schriftsteller wollen die Zunahme der Reibung nach der Geschwindigkeit berechnen, mit welcher das Wasser am Umfange des Kolbens zu entweichen trachtet. Da sich diese Geschwindigkeit wie die Quadratwurzel aus der Druckhöhe verhält, so wäre die Reibung des Kolbens bei einer doppelten Druckhöhe nur $\sqrt{2} \doteq 1{,}4$ mal so gross, als bei der einfachen Druckhöhe. Herr von *Baader* führt in seiner vollständigen Theorie der Saug- und Hebepumpen an, dass die Reibung bei einer doppelten Druckhöhe der Erfahrung zu Folge beiläufig $1{,}5$ mal so gross sey, als bei der einfachen Druckhöhe. So lange jedoch keine genauen, oft wiederholten Beobachtungen hierüber vorliegen, wollen wir, wie Herr von *Langsdorf*, *Eytelwein* u. a. die Reibung der Kolben der Höhe der drückenden Wassersäulen proporzional annehmen.

§. 200.

Die Kolbenreibung ist nebst der Druckhöhe H auch dem Durchmesser D des Kolbens oder eigentlich des Kolbenrohres, dann der Höhe h des Ringes, in welchem die Reibung Statt findet, proporzional, weil mit Zunahme dieses Durchmessers und der Höhe h auch die Anzahl der reibenden Punkte, folglich die Reibung wächst. Nennen wir den Reibungskoeffizienten μ', so ist die Kolbenreibung $= 56{,}4\, \mu' \,.\, D \,.\, H \,.\, h$. Es wird am zweckmässigsten seyn, diese Reibung durch das Gewicht einer Wassersäule auszudrücken, welche die innere Fläche des Kolbens F zur Basis und die Grösse x zur Höhe hat; die Reibung ist also auch $= 56{,}4\, F \,.\, x = 56{,}4 \,.\, \frac{11}{14} \,.\, D^2 \,.\, x$ und nach dem Obigen $= 56{,}4\, \mu' \,.\, D \,.\, H \,.\, h$. Hieraus folgt die Höhe der Wassersäule, welche die Grösse der Kolbenreibung ausdrückt $x = \frac{14\,\mu' \,.\, h}{11} \,.\, \frac{H}{D}$. Setzen wir den Koeffizienten in diesem Ausdrucke $\frac{14\,\mu' \,.\, h}{11} = \mu$, so ist die Höhe der Wassersäule, welche der Reibung am Kolben entspricht, $x = \mu \,.\, \frac{H}{D}$ und die Reibung selbst $= 56{,}4\, F \,.\, x = 56{,}4\, F \,.\, \mu \,.\, \frac{H}{D}$.

§. 201.

Zur Bestimmung des Koeffizienten μ wurden an dem technischen Institute zu *Prag* im Jahre 1830 mehrere Versuche angestellt, wovon wir einige anführen wollen.

Der messingene Zylinder, dessen man sich bediente, war gebohrt $2{,}5$ N. Oe. Fuss hoch und hatte einen Durchmesser von $3\frac{3}{4}$ Zoll $= \frac{5}{16}$ Fuss. Eben so gross waren die Durchmesser der Kolben, welche verschiedene Höhen oder Dicken hatten. An jedem Kolben war eine schmiedeiserne 4 Fuss lange Kolbenstange befestigt. Auf diese Kolbenstange wurde oben ein flaches Bret oder Waagschale zur Aufnahme der Gewichte angebracht; das Gewicht des Kolbens sammt der Kolbenstange und dem Brete aber für sich abgewogen. Mit dem untern Theile des Kolbenrohrs war ein Steigrohr von 36 Fuss Höhe in Verbindung, welches durch einen Hahn von dem Zylinder abgeschlossen werden konnte.

Bei den Versuchen wurde nun das Steigrohr und Kolbenrohr mit Wasser gefüllt, der Hahn abgeschlossen und auf die Waagschale ein Gewicht aufgelegt, welches etwas grösser, als das Gewicht der drückenden Wassersäule war. Der Hahn wurde sodann geöffnet, und das aufgelegte Gewicht so lange vermehrt, bis der Kolben eine gleichförmige Bewegung nach abwärts annahm. Hatte der Kolben den tiefsten Stand erreicht, so wurden von der Waagschale wieder so lange Gewichte abgenommen, bis der Kolben durch den Druck der Wassersäule in eine gleichförmige Bewegung nach aufwärts versetzt wurde.

Das Wasser wurde sodann aus dem Kolbenrohre abgelassen, während das Steigrohr durch den Hahn abgesperrt blieb, und versucht, durch welches Gewicht der leere Kolben herabging. Endlich wurde an die Kolbenstange ein Seil befestigt, dieses über eine feste Rolle gezogen und am andern Ende des Seiles so lange Gewichte angehängt, bis der leere Kolben gleichförmig in die Höhe gehoben wurde.

I. Versuch am 23. Juni 1830. Die Höhe der Wassersäule im Steigrohre war 19 Fuss; wird hievon die halbe Höhe des Zylinders mit 1,25 Fuss abgeschlagen, so war die mittlere Höhe der drückenden Wassersäule 17,75 Fuss, demnach betrug das Gewicht derselben $56{,}4 \cdot \frac{11}{14}\left(\frac{5}{16}\right)^2 \cdot 17{,}75 = 76{,}8$ ℔. Der Kolben sammt Kolbenstange und aufgelegter Waagschale wog 7,5 ℔, und es mussten 84 ℔ zugelegt werden, um den Kolben herabzutreiben. Da hiebei die drückende Wassersäule und die Reibung überwältigt wurde, so ergibt sich die Reibung allein bei dem Niedergange des Kolbens $= 7{,}5 + 84 - 76{,}8 = 14{,}7$ ℔. Wie der Kolben auf seinem untersten Stande war, wurden die Gewichte auf der Waagschale vermindert, und man fand, dass die Wassersäule von 76,8 ℔ Druck den 7,5 ℔ schweren Kolben sammt 64 ℔, die aufgelegt waren, zu heben vermochte; die Reibung war daher bei dem Steigen des Kolbens $= 76{,}8 - 7{,}5 - 64 = 5{,}3$ ℔. Hieraus sieht man, dass die Liederung des Kolbens während seinem Herabgehen an die inneren Stiefelwände weit mehr, als bei seinem Hinaufgehen angedrückt wurde, indem die Reibung im ersten Falle 14,7 ℔, im zweiten nur 5,3 ℔ betrug.

Wie das Wasser aus dem Kolbenrohre abgelassen, und der Hahn geschlossen war, wurde der leere 7,5 ℔ schwere Kolben mittelst eines Gewichtes von 17 ℔ in die Höhe gezogen, das am andern Ende des Seiles über die feste Rolle angehängt wurde; es war also die Reibung allein $= 17 - 7{,}5 = 9{,}5$ ℔. Hinab ging endlich der leere Kolben mit einer gleichförmigen Bewegung durch sein eigenes Gewicht von 7,5 ℔, welches also hier die Reibung ist.

Nehmen wir aus den vier Zahlen 14,7, 5,3, 9,5 und 7,5 das Mittel, so ergibt sich die Reibung mit 9,25 ℔. Hiernach folgt der Koeffizient μ aus der Gleichung

$$9{,}25 = 56{,}4 \cdot \frac{11}{14} \cdot \left(\frac{5}{16}\right)^2 \cdot \mu \cdot \frac{17{,}75 \,.\, 16}{5}\text{; woraus } \mu = 0{,}038.$$

II. Versuch am 24. Juni. Die Höhe oder Dicke des Kolbens war = 1 Zoll; der Kolben sammt Kolbenstange und Waagschale wog 8 ℔. Die Wassersäule war 35 Fuss hoch, und wenn die halbe Höhe des Zylinders mit 1,25 Fuss abgezogen wird, so ergibt sich die mittlere Wasserdruckhöhe = 33,75 Fuss, und ein Druck auf den Kolben von $56{,}4 \cdot \frac{11}{14} \cdot \left(\frac{5}{16}\right)^2 \cdot 33{,}75 = 146{,}1$ ℔. Ging der Kolben durch den Druck der Wassersäule aufwärts, so lagen 107 ℔ auf der Waagschale, folglich war die Kolbenreibung $= 146{,}1 - 107 - 8 = 31{,}1$ ℔. Das Wasser wurde dann abgelassen und der Kolben ging bei einer Auflage von 25 ℔ in dem leeren Zylinder herab; es war also die Kolbenreibung $= 25 + 8 = 33$ ℔. Das Gewicht über der Rolle, welches zum Aufziehen des Kolbens erforderlich war, betrug 42 ℔, demnach war die Kolbenreibung $= 42 - 8 = 34$ ℔. Die mittlere Kolbenreibung ist also $= \frac{1}{3}(31{,}1 + 33 + 34) = 32{,}7$ ℔. Aus der Gleichung $32{,}7 = 56{,}4 \cdot \frac{11}{14}\left(\frac{5}{16}\right)^2 \cdot \mu \cdot \frac{33{,}75 \,.\, 16}{5}$ ergibt sich nun der Koeffizient $\mu = 0{,}070$.

III. Versuch am 25. Juni. Die Höhe des Wassers in der Steigröhre war wieder 33,75 Fuss, der Kolben aber 2 Zoll dick. Die Wassersäule übte also abermals einen Druck von 146,1 ℔ aus; das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der Waagschale war 8,5 ℔. Wurden 100 ℔ aufgelegt, so ging der Kolben durch den Druck der Wassersäule in die Höhe, es war also die Reibung $= 146{,}1 - 100 - 8{,}5 = 37{,}6$ ℔. Wurde das Wasser ausgelassen, so ging der Kolben durch ein aufgelegtes Gewicht von 32 ℔ herab, es war also die Reibung $= 32 + 8{,}5 = 40{,}5$ ℔. Endlich wurde der Kolben durch ein Gegengewicht von 48,5 ℔ gehoben, wornach die Reibung $48{,}5 - 8{,}5 = 40$ ℔ betrug. Hieraus erhalten wir die Reibung im Mittel $= \frac{1}{3}(37{,}6 + 40{,}5 + 40) = 39{,}4$ ℔. Die Gleichung $39{,}4 = 56{,}4 \cdot \frac{11}{14}\left(\frac{5}{16}\right)^2 \cdot \mu \cdot \frac{33{,}75 \,.\, 16}{5}$ gibt nun den Koeffizienten $\mu = 0{,}084$.

§. 202.

Diese Versuche zeigen, dass der Reibungskoefficient μ sehr verschiedene Werthe annehme, welches von der Höhe der Kolbenliederung, die in den Versuchen ungleich war, vorzüglich aber von der Spannung oder dem Drucke der verschiedenen Liederungen gegen die innern Stiefelwände herrührt. Es leuchtet von selbst ein, dass der Werth von μ durch im Grossen angestellte Beobachtungen bei Kolben, welche lange Zeit im Gange sind und grosse Wassersäulen gewältigen, für jede Gattung der Liederung besonders bestimmt werden müsste, und dass nur die Resultate solcher Versuche bei der Berechnung grosser Maschinenanlagen anzunehmen seyen. Es ist in dieser Hinsicht zu bedauern, dass sich in den mechanischen Schriften sehr wenig Versuche dieser Art vorfinden.

Herr *Eytelwein* nimmt in seinem Handbuche der Mechanik und Hydraulik an, dass die Kolbenreibung mit der Höhe der über dem Kolben stehenden Wassersäule zunehme und sich mit der Grösse des Durchmessers vermindere. Das erste ist, wie wir schon erinnerten, nicht ganz richtig, indem es aus der Erfahrung in Bergwerken bekannt ist, wie schon Seite 269 angeführt wurde, dass die Kolbenreibung bei 3 Kunstsätzen grösser, als bei einem einzelnen Satze ist, der mit der ganzen Wassersäule gedrückt wird. So lange jedoch keine genauen im Grossen angestellten Versuche vorliegen, werden wir uns an die Angaben des Herrn *Eytelwein* halten, da sie verlässiger, als andere Annahmen dieser Art sind. In unsern folgenden Rechnungen nehmen wir demnach an:

1. Für gut polirte metallene Stiefel $\mu = 0{,}03$, demnach die Reibung $= 56{,}4 \frac{F \,.\, H}{33\, D}$
2. Für nachgebohrte metallene Stiefel $\mu = 0{,}06$ „ „ „ $= 56{,}4 \frac{F \,.\, H}{17\, D}$
3. Für gutgebohrte hölzerne Stiefel $\mu = 0{,}10$ „ „ „ $= 56{,}4 \frac{F \,.\, H}{10\, D}$
4. Für schlechte hölzerne Stiefel $\mu = 0{,}20$ „ „ „ $= 56{,}4 \frac{F \,.\, H}{5\, D}$

Man wird nun nach Umständen einen oder den andern Werth annehmen; wo es aber möglich ist, wird es am zweckmässigsten seyn, die Kolbenreibung für den vorhandenen

Fall erst durch einen Versuch zu bestimmen und das Resultat desselben in die Rechnung aufzunehmen.

§. 203.

Das Saugventil liegt entweder am untern, oder am obern Ende des Saugrohres und muss so beschaffen seyn, dass das Wasser, wenn es durch das Ventil geht, den gehörigen Raum für den ungehinderten Durchgang findet. Bei einem Kegelventile, welches wir Beispiels halber betrachten wollen, muss also der Zwischenraum des hohlen Kegels und des Ventilstockes in der geöffneten Lage (Fig. 6) so gross seyn, als die Fläche des Saugrohres. Es sey der Durchmesser des Kolbenrohres $= D$, des Saugrohres $= d$ und des Kegels an seiner obern Seite $= \delta$, so muss $\frac{11}{14} D^2 - \frac{11}{14} \delta^2 = \frac{11}{14} d^2$ oder $D^2 - \delta^2 = d^2$ seyn.

Fig. 6. Tab. 44.

Gewöhnlich ist bei Saugpumpen $D = \frac{3}{2} d$, wo also $\delta^2 = \frac{5}{4} d^2$ oder δ beinahe $= 1\frac{1}{8} d$ wird, oder es verhält sich in diesem Falle $D : \delta : d = 12 : 9 : 8$.

Wäre $D = \frac{5}{3} d$, so folgt $\delta = \frac{4}{3} d$ und es verhält sich $D : \delta : d = 5 : 4 : 3$.

Die Höhe, auf welche das Ventil aufgehoben werden muss, sey $= h$, so ist die Oeffnung $= \frac{22}{7} d \,.\, h = \frac{22}{7} \,.\, \frac{1}{4} d^2$, also $h = \frac{1}{4} d$; es ist also genug, wenn das Ventil nur auf die Höhe $\frac{1}{4}$ d aufgehoben werden kann. Hiernach muss nun der Stiel cf des Ventiles eingerichtet werden.

§. 204.

Fig. 23. Tab. 43.

Wir haben bereits in der statischen Theorie der Saugpumpen §. 93, II. Band gezeigt, dass der Kolben bei dem Aufzuge durch das ihm nachfolgende Wasser von unten mit der Kraft $56{,}4\, F\, (h - 10)$ gedrückt werde, wodurch das Aufziehen des Kolbens bedeutend erleichtert wird. Das Steigen des Wassers im Saugrohre geschieht aber durch den äussern Druck der Atmosphäre, es lässt sich daher der Fall denken, wo der Kolben so schnell in die Höhe gehoben wird, dass das Wasser demselben nicht mehr zu folgen vermag, demnach der Kolben sich von dem, unter ihm befindlichen Wasser losreisst. Bei einer allzuschnellen Bewegung des Kolbens würde also der Raum im Stiefel unter dem Kolben nicht ausgefüllt werden, weil der Druck der Atmosphäre, vorzüglich bei einer grossen Höhe des Saugrohres, nicht zureichen würde, so viel Wasser durch das Saugrohr in den Stiefel hineinzutreiben, als zur Ausfüllung des leeren Raumes erfordert wird. Der Kolben würde demnach weniger Wasser schöpfen, als das ganze Kolbenspiel zu fassen im Stande ist, und ein Theil der Kraft wäre unnütz verwendet worden.

Hieraus sehen wir, dass die Geschwindigkeit des Kolbens und die Zeit eines Kolbenhubes eine gewisse Gränze, nämlich die erste ein Maximum und die zweite ein Minimum nicht überschreiten darf, welches wir daher vor allem zu bestimmen haben.

Bereits in der statischen Theorie der Pumpen haben wir gezeigt, dass das Wasser durch den Druck der äussern atmosphärischen Luft in das Saugrohr und bis unter den Kolben in das Kolbenrohr getrieben wird; der atmosphärische Druck ist also die wirksame Kraft für die Bewegung des Wassers vom Sumpfe bis zum höchsten Kolbenstande. Diese Kraft oder die Höhe des atmosphärischen Druckes $= h$ zerfällt in folgende Theile: $1^{\text{tens.}}$ in die Höhe h', wodurch die Bewegung des Wassers im Saugrohre bewirkt wird; $2^{\text{tens.}}$ in die Höhe h'', wodurch die Bewegung des Wassers im Kolbenrohre erfolgt; $3^{\text{tens.}}$ in die Höhe h''', wodurch die Widerstände bei der Bewegung des Wassers an den Wänden des Saugrohres überwältigt werden; $4^{\text{tens.}}$ in h'''' wodurch die Widerstände an den Wänden des Kolbenrohres, nämlich unterhalb dem Kolben überwältigt werden. Es ist daher $h = h' + h'' + h''' + h''''$, wo die letztern 4 Grössen besonders zu bestimmen sind.

Da der atmosphärische Druck eine beständig fortwirkende Kraft ist, so kann seine Wirkung mit der Wirkung der Schwerkraft als einer ebenfalls konstanten Kraft verglichen werden. Wir wollen die Dimensionen der Saugpumpe wie Fig. 27 bezeichnen, Fig. 27. und selbe bereits im vollen Gange begriffen annehmen. Die Wassermasse im Saugrohre hat Tab. das Gewicht $56{,}4\,f.a$, welches durch seine eigene Schwere bewegt, während der Dauer t eines 43. Kolbenhubes den Raum $g.t^2$ beschreiben würde. Dieses Gewicht $56{,}4\,f.a$ wird nun durch den Theil h' des äussern atmosphärischen Drucks, oder weil diesem schon die hydrostatische Höhe a des Saugrohres entgegensteht, durch $h' - a$ in Bewegung gesetzt; die konstante bewegende Kraft ist also $56{,}4\,f(h' - a)$. Durch diese Kraft getrieben beschreibt das Wasser bei seiner Bewegung im Saugrohre in der Zeit t eines Kolbenhubes den Raum $\frac{F.b}{f}$, da der Kolbenhub $= b$, folglich die Bewegung im Saugrohre im Verhältnisse der Flächen grösser ist. Weil nun gleichförmig fortwirkende Kräfte ihren Wirkungen während gleichen Zeiten proporzional sind, so haben wir die Proporzion $56{,}4\,f.a : g.t^2 = 56{,}4\,f(h' - a) : \frac{F.b}{f}$; hieraus folgt $h' = a + \frac{F.a.b}{f.g.t^2}$.

Der Theil des atmosphärischen Druckes, welcher auf die Bewegung des im Kolbenrohre unterhalb dem Kolben befindlichen Wassers verwendet wird, wurde mit h'' bezeichnet; weil diesem aber zu Anfange des Kolbenhubes die hydrostatische Höhe e, zu Ende des Hubes aber $e + b$, folglich im Mittel die hydrostatische Höhe $e + \frac{1}{2}b$ entgegensteht, so ist die wirksame Kraft $= 56{,}4\,F(h'' - e - \frac{1}{2}b)$ und das Gewicht des zu bewegenden Wassers $= 56{,}4\,F(e + \frac{1}{2}b)$, endlich der Raum, welchen dieses Wasser in der Zeit t eines Kolbenhubes beschreibt $= b$. Hiernach erhalten wir die Proporzion

$$56{,}4\,F(e + \tfrac{1}{2}b) : g.t^2 = 56{,}4\,F(h'' - e - \tfrac{1}{2}b) : b, \text{ woraus } h'' = \tfrac{1}{2}b + e + (\tfrac{1}{2}b + e)\frac{b}{g.t^2}.$$

Durch die drückenden Säulen h' und h'' wird die Bewegung des Wassers im Saug- und Kolbenrohre bis zur untern Fläche des Kolbens bewirkt, bei dieser Bewegung treten aber Widerstände an den innern Röhrenwänden ein, zu deren Ueberwältigung die Wassersäulen h''' und h'''' benöthigt werden. Der Raum, welchen das Wasser während der Zeit t im Saugrohre beschreibt, ist $\frac{F.b}{f}$, demnach die mittlere Geschwindigkeit des Wassers $v = \frac{F.b}{f.t}$. Da diese Geschwindigkeit in jedem Falle grösser als $\frac{1}{2}$ Fuss ist, so können wir den zweiten Theil des Ausdruckes nach §. 142, II. Band vernachlässigen, und wir erhalten den Widerstand an den Wänden des Saugrohres $h''' = \frac{4a}{180\,d} \cdot \frac{v^2}{4g} = \frac{a.F^2.b^2}{180\,d.f^2.g.t^2}$.

Auf gleiche Art ist für das Kolbenrohr $h'''' = \frac{(e + \frac{1}{2}b)b^2}{180\,D.g.t^2}$. Werden diese Werthe substituirt, so ist $h = a + \frac{1}{2}b + e + \left(\frac{a.F}{f} + \frac{b}{2} + e + \frac{a.F^2.b}{180\,d.f^2} + \frac{(e + \frac{1}{2}b)b}{180\,D}\right)\frac{b}{g.t^2}$.

Hieraus folgt nun die Zeit, in welcher das Wasser dem Kolben nachzufolgen im Stande ist, oder das Minimum der Zeit eines Kolbenhubes

$$t = \frac{\sqrt{\frac{b}{g}\left(\frac{a.F}{f} + \frac{b}{2} + e + \frac{a.F^2.b}{180\,d.f^2} + \frac{(e + \frac{1}{2}b)\,b}{180\,D}\right)}}{\sqrt{(h - a - \frac{1}{2}b - e)}}.$$

§. 205.

Aus dieser Formel sehen wir, 1$^{\text{tens.}}$ Wenn $a + \frac{1}{2}b + e = h$ ist, so wird die Zeit, in welcher das Wasser dem Kolben nachfolgt, unendlich gross, oder der Stiefel kann gar nicht ganz angefüllt werden, indem der atmosphärische Druck eben so gross ist, als die ihm entgegendrückende Wassersäule. 2$^{\text{tens.}}$ Pumpen können um so schneller gehen, je kleiner $\frac{F}{f}$ oder je weiter das Saugrohr, dann je kleiner a, oder je kürzer das Saugrohr ist, endlich je kleiner b oder je niedriger der Hub ist, folglich auch je grösser dadurch $h - a - \frac{1}{2}b$ wird.

Die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens ist $\frac{b}{t}$. Wird hier der gefundene Werth von t substituirt, so erhält man das Maximum der Geschwindigkeit, und es darf die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens bei einer Saugpumpe nie grösser seyn, als dieser Ausdruck gibt.

Wäre aber die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens und alle übrigen Dimensionen ausser der Länge a des Saugrohres gegeben, so kann man aus der im vorigen §. gefundenen Gleichung die Grösse a berechnen, welche das Maximum der Länge des Saugrohrs angibt, bei dessen Ueberschreitung das Wasser sich von dem Kolben trennen würde. Die Saugröhren müssen also immer kürzer seyn, als nach dieser Rechnung ausfällt.

Diese Rechnungen geben demnach die Gränzen an, welche bei der Anlage der Saugwerke nicht überschritten werden dürfen. Zur Vereinfachung des Werthes von t bemerken wir, dass die Grössen $\frac{1}{2}b + e$ in der Addizion gegen $\frac{a.F}{f}$ füglich vernachlässigt werden können, indem a immer grösser als $\frac{1}{2}b + e$ ist, und hier noch mit dem Verhältnisse $\frac{F}{f}$ multiplizirt erscheint. Eben so kann zur Erleichterung der Rechnung die Grösse, welche den Widerstand an der Röhrenwand des Kolbenrohres ausdrückt, vernachlässigt werden, indem die Geschwindigkeit des Wassers im Kolbenrohre im Verhältnisse von $\frac{F}{f}$ kleiner, als jene im Saugrohre, dann die Länge $e + \frac{1}{2}b$ kleiner, als die Länge a des Saugrohrs, endlich D grösser, als d ist, demnach in jeder Rücksicht der Widerstand im Kolbenrohre geringer, als jener im Saugrohre ist. Mit Annahme dieser Abkürzungen erhalten wir die kleinste, für einen Kolbenhub erforderliche Zeit

$$t = \frac{\sqrt{\frac{b}{g}\left(\frac{a.F}{f} + \frac{a.F^2.b}{180\,d.f^2}\right)}}{\sqrt{(h - a - \frac{1}{2}b - e)}}.$$

§. 206.

Beispiel. Es sey bei einer Saugpumpe $D = 9$ Zoll und $d = 6$ Zoll, demnach $\frac{D}{d} = \frac{3}{2}$ und $\frac{F}{f} = \frac{9}{4}$, die Hubshöhe des Kolbens sey $b = 6$ Fuss und die Höhe des schädlichen Raumes $e = 4$ Zoll. Um den Einfluss, welchen die Länge des Saugrohres verursacht, näher kennen zu lernen, wollen wir dasselbe zuerst mit $a = 9$ Fuss und dann mit $a = 18$ Fuss in Rechnung bringen. Auf gleiche Art wollen wir die Höhe der Wassersäule, welche dem Barometerstande gleichkommt, zuerst mit $h = 28$, dann $h = 30$, und zuletzt $h = 32$ Fuss annehmen.

Nachstehende Tabelle enthält die nach der vorigen Formel berechneten kleinsten Werthe für die Zeit eines Kolbenhubes. Wir haben diesen Werthen in der dritten Kolumne die hiernach berechnete Anzahl Kolbenspiele, deren jedes aus einem Aufgang und einem Niedergang des Kolbens besteht, beigefügt, endlich in der vierten Kolumne die hiefür entfallende mittlere Geschwindigkeit des Kolbens berechnet. Es leuchtet von selbst ein, dass die Anzahl Kolbenspiele und die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens hier die *Maxima* ausdrücken, welche für die angegebenen Dimensionen einer Saugpumpe Statt finden.

Länge der Saugröhre $a = 9$ Fuss.				Länge der Saugröhre $a = 18$ Fuss		
Barometerstand als Wassersäule ausgedrückt h	Minimum der Zeit eines Hubes in Sekunden. t	Maxima		Minimum der Zeit eines Hubes in Sekunden. t	Maxima	
		der Anzahl Kolbenspiele in einer Minute.	der mittlern Geschwindigkeit des Kolbens.		der Anzahl Kolbenspiele in einer Minute.	der mittlern Geschwindigkeit des Kolbens.
28 Fuss	0,76	39,5	7,9 Fuss	1,64	18,3	3,7 Fuss
30 Fuss	0,71	42,3	8,5 Fuss	1,44	20,8	4,2 Fuss
32 Fuss	0,68	44,1	8,8 Fuss	1,30	23,1	4,6 Fuss

Diese Tabelle zeigt uns, dass eine Saugpumpe weit schneller betrieben werden kann, je kürzer das Saugrohr ist. Hiedurch werden jene Erfahrungen bestättigt, welche wir Seite 264 über die Vortheile kurzer Saugröhren bei den Kunstsätzen bereits angeführt haben. Der Einfluss des Barometerstandes zeigt sich ebenfalls bedeutend, indem Kunstsätze bei einem höhern Barometerstand weit schneller als bei einem niedrigern Barometerstand betrieben werden können. Steigt also das Barometer, so gehen alle Kunstsätze frischer. Inzwischen sind die Werthe in der obigen Tabelle nur die Gränzen, welche bei der Anlage eines Kunstsatzes nie überschritten werden dürfen. Die Zeit eines Hubes wird daher in der Ausübung immer einigemale grösser, als die vorstehende Rechnung ausweist, angenommen. Ein Kolbenhub von 6 Fuss pflegt gewöhnlich bei den Kunstsätzen der Bergwerke in vier bis sechs Sekunden zurückgelegt zu werden; die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens würde daher nur 1,5 bis 1 Fuss statt den oben gefundenen weit grösseren Werthen betragen.

§. 207.

Bei der Berechnung §. 204 der kleinsten Zeit eines Kolbenhubs wurde angenommen, dass die Kraft des atmosphärischen Druckes während der ganzen Zeit eines Kolbenhubes, oder während der ganze Raum b beschrieben wird, unveränderlich wirke. Diess ist jedoch nicht genau wahr, weil dem atmosphärischen Drucke zu Anfange des Kolbenhubes eine kleinere und nach Massgabe des Kolbenhubes eine immer grössere Wasserhöhe entgegensteht; es ist daher unsere Rechnung nur als eine approximative zu betrachten. Die genauere, mit Hilfe der höhern Analysis gemachte Rechnung haben wir unter dem Texte *)

---

*) Die Zeit, in welcher der kubische Inhalt des Stiefels vom atmosphärischen Drucke angefüllt werden kann, ergibt sich auf folgende Art. Dem atmosphärischen Drucke steht entgegen: 1^{tens} die mittlere Höhe der Wassersäule im Saug- und Kolbenrohre $a + e + \frac{1}{2} b$. 2^{tens} die Geschwindigkeitshöhe, womit das Wasser von unten in das Saugrohr in jedem Augenblicke einfliessen muss $= \frac{v^2}{4g} = \frac{w^2}{4g}\left(\frac{F}{f}\right)^2 = u\left(\frac{F}{f}\right)^2$, wo w die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens und u die zugehörige Geschwindigkeitshöhe ist. 3^{tens} Der Widerstand des Wassers an den Wänden des Saugrohres $= \frac{a}{45\,d} \cdot \frac{v^2}{4g} = \frac{a}{45\,d}\left(\frac{F}{f}\right)^2 \cdot u$ Weil nun die Schwerkraft jedem Körper in der Zeit dt die Geschwindigkeit $2g \,.\, dt = 2g \cdot \frac{ds}{w}$ beibringt, hier aber in der Zeit dt dem Wasser im Saugrohre die Geschwindigkeit dv ertheilt wird, und die Kräfte ihren Wirkungen proporzional sind, so haben wir

$$56{,}4\,f \,.\, a : 2g \,.\, dt = 56{,}4\,f\left\{h - a - e - \tfrac{1}{2} b - \left(\frac{F}{f}\right)^2 \cdot u\left(1 + \frac{a}{45\,d}\right)\right\} : dv$$

oder $a : 2g \cdot \frac{ds}{w} = h - a - e - \frac{1}{2} b - \left(\frac{F}{f}\right)^2 \cdot u\left(1 + \frac{a}{45\,d}\right) : \frac{F}{f} \cdot dw,$

folglich $\frac{h - a - e - \frac{1}{2} b}{a} - \left(\frac{F}{f}\right)^2 \cdot u\left(\frac{1}{a} + \frac{1}{45\,d}\right) = \frac{F}{f} \cdot \frac{w \,.\, dw}{2g \,.\, ds} = \frac{F}{f} \cdot \frac{du}{ds}$

oder $\frac{h - a - e - \frac{1}{2} b}{a} - \left(\frac{D}{d}\right)^4 \cdot u\left(\frac{1}{a} + \frac{1}{45\,d}\right) = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot \frac{du}{ds}$. Zur Abkürzung setzen wir $\frac{h - a - e - \frac{1}{2} b}{a} = p$, $\left(\frac{1}{a} + \frac{1}{45\,d}\right)\left(\frac{D}{d}\right)^4 = n$, dann $\left(\frac{D}{d}\right)^2 = m$, so haben wir die einfache Gleichung $p - n \,.\, u = m \cdot \frac{du}{ds}$ zu integriren. Hieraus folgt $ds = \frac{m \,.\, du}{p - n \,.\, u}$ und $s = \frac{m}{n} \cdot \log \frac{p}{p - n \,.\, u}$, also $\frac{n \,.\, s}{m} = \log \frac{p}{p - n \,.\, u}$, und $e^{\frac{n \,.\, s}{m}} = \frac{p}{p - n \,.\, u}$, woraus $n \,.\, u = p\left(1 - e^{-\frac{n \,.\, s}{m}}\right) = \frac{n \,.\, w^2}{4g}$ sich ergibt.

Die Geschwindigkeit des Kolbens ist also $w = \frac{ds}{dt} = 2\sqrt{\frac{g \,.\, p}{n}\left(1 - e^{-\frac{n \,.\, s}{m}}\right)}$, sonach $dt = \frac{ds}{2\sqrt{\frac{g \,.\, p}{n}\left(1 - e^{-\frac{n \,.\, s}{m}}\right)}}$. Setzt man $\sqrt{1 - e^{-\frac{n \,.\, s}{m}}} = z$, so ist $z^2 = 1 - e^{-\frac{n \,.\, s}{m}}$ und $1 - z^2 = e^{-\frac{n \,.\, s}{m}}$, also $\log(1 - z^2) = -\frac{n \,.\, s}{m}$ und $ds = \frac{m}{n} \cdot \frac{2z \,.\, dz}{1 - z^2}$.

Werden diese Werthe substituirt, so ist:

$$dt = \frac{m}{2\sqrt{g.p.n}} \cdot \left(\frac{2\,dz}{1 - z^2}\right) = \frac{m}{2\sqrt{g.p.n}}\left(\frac{dz}{1 + z} + \frac{dz}{1 - z}\right),$$ demnach

$$t = \frac{m}{2\sqrt{g.p.n}} \cdot \log\left(\frac{1 + z}{1 - z}\right) = \frac{m}{\sqrt{g.p.n}} \cdot \log\left(\frac{1 + z}{\sqrt{(1 - z^2)}}\right) = \frac{m}{\sqrt{g.p.n}}\left\{\log\left(1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n \,.\, s}{m}}}\right) + \frac{n.s}{2m}\right\}$$

$$= \frac{\frac{s}{2} + \frac{m}{n} \cdot \log\left(1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n \,.\, s}{m}}}\right)}{\sqrt{\frac{g \,.\, p}{n}}}.$$

beigefügt; es ist hiebei ebenfalls nur der Widerstand bei der Bewegung des Wassers im Saugrohre in Anschlag genommen worden, da der Widerstand für das Wasser im Kolbenrohre, so weit es nämlich unter dem Kolben steht, als zu unbedeutend ausser Acht gelassen werden kann.

Für unsern Fall ist der Raum s, welchen das Wasser während einem Hube im Kolben beschreibt $=$ der ganzen Hubshöhe b, und wenn wir statt der natürlichen die Briggischen Logarithmen in die Rechnung nehmen, so ist

$$t = \frac{\frac{b}{2} + 2{,}302585 \frac{m}{n} \cdot \log . \text{brigg} \left\{ 1 + \sqrt{1 - \frac{1}{2{,}71823^{\frac{b \cdot n}{m}}}} \right\}}{\sqrt{15{,}5 \frac{p}{n}}}.$$

In dieser Gleichung ist $m = \frac{F}{f}$, dann $n = \left(\frac{F}{f}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{45\,d}\right)$ und $p = \frac{h - a - e - \frac{1}{2} b}{a}$. Nehmen wir wieder die obigen Dimensionen, nämlich $D = \frac{3}{4}$ Fuss, $d = \frac{1}{2}$ Fuss, $b = 6$ Fuss, $h = 30$ und $e = \frac{1}{3}$ Fuss an, so ist für ein $a = 18$ Fuss langes Saugrohr $m = \frac{9}{4}$, dann $n = \frac{81}{160}$ und $p = \frac{13}{27}$, demnach

$$t = \frac{3 + 2{,}302585 \cdot \frac{40}{9} \log \cdot \text{brigg} \left\{ 1 + \sqrt{1 - \frac{1}{2{,}71828^{\frac{27}{20}}}} \right\}}{\sqrt{15{,}5 \cdot \frac{2080}{2187}}}.$$

Hieraus folgt die Zeit $t = 1{,}50^{\text{Sec.}}$, während selbe nach der elementaren Rechnung mit $1{,}44^{\text{Sec.}}$ gefunden wurde. Auf gleiche Art findet man für ein $a = 9$ Fuss langes Saugrohr bei einer Höhe des atmosphärischen Druckes $h = 30$ Fuss nach der vorstehenden Formel $t = 0{,}79^{\text{Sec.}}$, während die elementare Rechnung $t = 0{,}71^{\text{Sec.}}$ gab. Diese Unterschiede sind zwar nicht ganz unbedeutend, allein da durch beide Rechnungen nur die Gränzen bestimmt werden, die nicht zu überschreiten sind, so kann man sich der einen oder der andern Formel bedienen.

§. 208.

Die Kraft, welche zum Betriebe einer Saugpumpe erfordert wird, ist bei dem Aufzuge des Kolbens weit grösser, als bei seinem Herabgehen. Wir haben daher diese Kraft für beide Fälle besonders zu berechnen.

Die Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens, wenn wir selbe als unmittelbar an der Kolbenstange wirkend betrachten, wird auf folgende Art bestimmt. Bezeichnet H die ganze Höhe von der Oberfläche des Wassers im Sumpfe bis zur Oberfläche des Wassers im Kolbenrohre, und werden die übrigen in den frühern Rechnungen angenommenen Bezeichnungen beibehalten, so ist offenbar, dass der Kolben in seinem mittlern Stande von oben von dem atmosphärischen Drucke h und der darüber ruhenden Wassersäule $H - a - \frac{1}{2} b - e$ gedrückt werde. Nebstbei hat die Kraft die Reibung des Kolbens zu überwältigen; diese fordert aber die Wassersäule $\mu \cdot \frac{H}{D}$, indem die Spannung der Kolbenliederung der ganzen Hubshöhe H proporzional seyn muss. Ferner hat die Kraft eine Druckhöhe x zur Bewegung des Wassers im Kolbenrohre und eine Höhe x′ zur Ueberwältigung der Widerstände bei dieser Bewegung auszuüben. Es wird demnach die ganze Höhe der Wassersäule, welche als auf dem Kolben ruhend zu betrachten ist, und durch die Kraft an der Kolbenstange überwältigt werden muss

$= h + H - a - \frac{1}{2}b - e + \mu \cdot \frac{H}{D} + x + x'$ seyn.

Dieser Kraft kommt von unten die Höhe h des atmosphärischen Druckes zu Hilfe, wovon aber die hydrostatische Höhe des Wassers im Saugrohre oder $a + \frac{1}{2}b + e$, dann die Höhe y, welche zur Bewirkung der Bewegung des Wassers im Saugrohre, endlich die Höhe y′, welche für die Widerstände an den Wänden des Saugrohres erfordert wird, abzuziehen ist. Demnach wird der Kolben von unten mit der Wassersäule $h - a - \frac{1}{2}b - e - y - y'$ gedrückt. Die wirkende Kraft an der Kolbenstange hat also bloss die Differenz dieser zwei Höhen oder die Wassersäule $H + \mu \cdot \frac{H}{D} + x + x' + y + y'$ zu überwältigen. Die Kraft muss demnach $= 56{,}4\, F\left(H + \mu \cdot \frac{H}{D} + x + x' + y + y'\right)$ seyn. Es ist aber nebstbei auch noch das Gewicht Q des Kolbens und der Kolbenstange, welches nach Abzug des Gewichtes des verdrängten Wassers sich ergibt, zu heben, und weil Q in der Zeit t eines Hubes auf die Höhe b gehoben werden muss, so ist hiefür abermals der Kraftaufwand $\frac{Q \,.\, b}{g \,.\, t^2}$ erforderlich. Demnach ist der gesammte Kraftaufwand, welcher bei jedem Kolbenhube unmittelbar an der Kolbenstange ausgeübt werden muss

$= 56{,}4\, F\left(H + \mu \cdot \frac{H}{D} + x + x' + y + y'\right) + Q + \frac{Q \,.\, b}{g \,.\, t^2}$.

Die Kraft, welche an der Kolbenstange wirkt, wird hier als eine beständige, sich gleich bleibende Kraft angenommen; es können also ihre Wirkungen abermals mit jenen der Schwere verglichen werden. Wir erhalten sonach zur Bestimmung der Druckhöhe x für die Bewegung des sämmtlichen Wassers im Kolbenrohre, dessen Höhe $H - a$ ist, die Proporzion $56{,}4\, F\,(H - a) : g \,.\, t^2 = 56{,}4\, F \,.\, x : b$, woraus $x = \frac{(H - a)\, b}{g \,.\, t^2}$. Für die Ueberwältigung der Widerstände im Kolbenrohre ist die erforderliche Druckhöhe $x' = \frac{b^2\,(H - a)}{4 g \,.\, t^2 \,.\, 45\, D}$ demnach die Summe von beiden $x + x' = (H - a)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$

Im Saugrohre beschreibt das Wasser während einem Kolbenhube den Raum $\frac{F \,.\, b}{f}$; wir haben demnach für die Bewegung dieses Wassers die Proporzion

$56{,}4\, f \,.\, a : g \,.\, t^2 = 56{,}4\, f \,.\, y : \frac{F \,.\, b}{f}$. Die Ursache, wesshalb bei der weitern Rechnung die Höhe y mit der Querschnittsfläche F des Kolbenrohres multiplizirt erscheint, wurde bereits §. 93, II. Band angeführt, indem wir dort gezeigt haben, dass auch die Höhe a der Saugröhre als auf der Kolbenfläche ruhend in Bezug auf die Kraft angenommen werden muss. Hieraus folgt nun $y = \frac{F \,.\, b \,.\, a}{f \,.\, g \,.\, t^2}$. Die Widerstände an den Wänden des Saugrohres fordern eine Druckhöhe $y' = \frac{F^2 \,.\, b^2 \,.\, a}{f^2 \,.\, 4 g \,.\, t^2 \,.\, 45\, d}$. Beide zusammen geben die Höhe

$y + y' = \frac{a \,.\, F}{f}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$. Ist die Oeffnung im Saugventile kleiner als jene des

Saugrohres, was aber nach §. 192 nicht seyn soll, so käme noch ein besonderer Widerstand, den das Wasser bei seinem Durchgange im Ventile findet, anzuschlagen, worauf wir inzwischen noch keine Rücksicht nehmen wollen. Werden nun alle Werthe in den obigen Ausdruck substituirt, so erhalten wir die gesammte Kraft, welche an der Kolbenstange wirkend, während dem Aufzuge des Kolbens erfordert wird

$$= 56{,}4\,F\left\{H + \mu\cdot\frac{H}{D} + (H - a)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2} + \frac{a\,.\,F}{f}\left(1 + \frac{F\,.\,b}{f\,.\,180\,d}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}\right\} + Q\left(1 + \frac{b}{g\,.\,t^2}\right)$$

Ist der Werth von μ nebst der Zeit t eines Kolbenhubes und den übrigen Dimensionen bekannt, so lässt sich hieraus die erforderliche Kraft für den Aufzug des Kolbens einer Saugpumpe berechnen.

§. 209.

Die Kraft, welche bei dem Niedergange eines Kolbens erfordert wird, ist bei einer Saugpumpe weit geringer, als die Kraft für den Aufzug des Kolbens. Hat der Kolben eine Liederung, welche sich bei seinem Auf- und Niedergange gleich spannt, so wird auch bei dem Herabgehen des Kolbens der Reibungswiderstand $= 56{,}4\,F\cdot\mu\cdot\frac{H}{D}$ seyn. Legt sich aber die Liederung zurück, so wird auch die Kolbenreibung im Herabgehen weit geringer seyn; wir wollen selbe daher durch $56{,}4\,F\cdot\mu\cdot\frac{H'}{D}$ ausdrücken, wo H′ die Höhe der Wassersäule vorstellt, welcher die Spannung des Kolbens bei seinem Herabgehen entspricht.

Der gleichförmige Gang einer jeden Pumpe fordert, dass der Hub und Rückgang in gleicher Zeit erfolge, wir müssen daher auch t als die Zeit des Rückganges annehmen. Geht der Kolben zurück, so hebt sich das Leder über den Oeffnungen, oder die Klappen im Ventile, und das Wasser fliesst durch diese Oeffnungen in den Stiefel, oder eigentlich der letztere drängt sich durch das Wasser hindurch. Ist die Geschwindigkeit, womit das Wasser durchfliesst $= v$, so wird zu ihrer Bewirkung eine Druckhöhe $z = \frac{v^2}{4g}$ von Seite der Kraft benöthigt. Nehmen wir an, wie §. 192 gefordert wurde, dass die Oeffnungen im Kolben eben so gross sind, als die Querschnittsfläche des Saugrohres und wird für den Zusammenziehungskoeffizienten bei dem Durchflusse des Wassers, wie bei kurzen Ansatzröhren nach §. 115, II. Band der Werth 0,813 angenommen, so haben wir die Gleichung $F\,.\,b = 0{,}813\,.\,v\,.\,f\,.\,t$, woraus die Geschwindigkeit $v = \frac{F\,.\,b}{0{,}813\,.\,f\,.\,t}$ folgt; zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit wird also die Druckhöhe $z = \frac{F^2\,.\,b^2}{0{,}813^2\,.\,f^2\,.\,4\,g\,.\,t^2}$ und daher die Kraft $56{,}4\,F\left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2\frac{b^2}{4\,g\,.\,t^2}$ erfordert. Zur Bewirkung der Bewegung des Gewichtes des Kolbens und der Kolbenstange wird wieder die Kraft $\frac{Q\,.\,b}{g\,.\,t^2}$ benöthigt, dieses Gewicht Q aber kommt gegenwärtig der Kraft zu Hilfe. Wir erhalten sonach die ganze zum Herabdrücken der Kolbenstange erforderliche Kraft

$$= 56{,}4\,F\left\{\mu\cdot\frac{H'}{D} + \left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2\frac{b^2}{4\,g\,.\,t^2}\right\} + \frac{Q\,.\,b}{g\,.\,t^2} - Q.$$

Hieraus kann nun wieder die Kraft, welche für das Herabgehen des Kolbens erfordert wird, berechnet werden.

§. 210.

Beide Ausdrücke für die Kraft zum Aufzuge und zum Niederdrücken des Kolbens einer Saugpumpe zeigen, dass diese Kraft unter folgenden Umständen klein wird:

$1^{tens.}$ Je kleiner die Förderungshöhe H des Wassers ist.

$2^{tens.}$ Je kleiner die für einen Kolbenhub zu fördernde Wassermenge F . b ist; doch sind diese 2 Grössen in jedem praktischen Falle gegeben.

$3^{tens.}$ Je kleiner die Querschnittsfläche F des Kolbens ist.

$4^{tens.}$ Je grösser die Zeit t eines Hubes ist; es wird also eine Saugpumpe oder ein Kunstsatz bei langsamerer Bewegung weit leichter, als bei einer schnellern Bewegung gehen.

$5^{tens.}$ Je kleiner das Verhältniss $\frac{F}{f}$, oder je weiter das Saugrohr ist;

$6^{tens.}$ Je kleiner a oder je niedriger das Saugrohr ist.

$7^{tens.}$ Je kleiner b oder die Höhe eines Hubes ist.

$8^{tens.}$ Je geringer der Reibungskoeffizient μ des Kolbens, und

$9^{tens.}$ Je grösser die Fläche des zusammengezogenen Wasserstrahls 0,813 f im Verhältnisse zu F ist.

Da die Förderungshöhe und die Wassermenge in jedem praktischen Falle gegeben sind, so wird es zweckmässig seyn, die Saugröhren kurz und gehörig weit, dann die Zeit eines Kolbenhubs gross anzunehmen. Wird aber t gross angenommen, so vermindert sich der Effekt, er kann aber durch hinreichend weite Kolbenröhren wieder vermehrt werden. Dasselbe kann auch durch b bewirkt werden, indem man die Hubshöhe immer lieber grösser z. B. wenn Kunstsätze durch Wassersäulmaschinen betrieben werden $b = 6$ bis 8 Fuss annimmt; hiedurch wird auch der gleichförmige Kolbengang länger erhalten und somit das häufige Wechseln der auf und abgehenden Bewegung, und der hiezu jedesmal erforderliche Kraftaufwand zur Ueberwältigung der Trägheit der Schacht- und Kolbenstangen etc. vermieden.

§. 211.

Zur bessern Beurtheilung der Grösse der Widerstände, welche bei dem Betriebe einer Saugpumpe entstehen, wollen wir einige Beispiele berechnen, und zwar solche Fälle annehmen, die schon von andern Schriftstellern über diesen Gegenstand berechnet wurden. Die Vergleichung der beiderseitigen Rechnungs-Resultate wird dann zeigen, wie weit unsere Rechnung mit andern Berechnungen dieser Art übereinstimmt.

Herr *Eytelwein* berechnet in seinem Handbuche der Mechanik und Hydraulik die Kraft, welche zum Aufzuge und Niederdrücken einer Saugpumpe mit hölzernem Stiefel erfordert wird. Bei dieser Pumpe ist die ganze Förderungshöhe $H = 30$ Fuss, die Länge der Saugröhre $a = 20$ Fuss, der Durchmesser des Stiefels $D = 3/4$ Fuss, der Durchmesser der Saugröhre $d = 6$ Zoll und die Höhe des Kolbenhubs $b = 3$ Fuss. Die Zeit eines Kolbenhubs wird mit $t = 12^{Sec}$ und der Reibungskoeffizient $\mu = 1/10$ angenommen. Da bei dieser Rechnung auf das Gewicht des Kolbens und der Kolbenstange keine Rücksicht genommen, und bloss die für die Wasserförderung erforderliche Kraft berechnet wird, so fällt in der Formel §. 208 das letzte Glied, worinn Q erscheint, weg. Nehmen wir für Rheinländer Maas das Gewicht eines Kubikfusses Wasser 66,0 ℔ und $g = 15\,{}^5/_8$ Fuss an, so erhalten wir durch Substituzion aller dieser Werthe die nöthige Kraft zum Aufzuge des Kolbens

$$= 66\,.\,0{,}442 \left\{30 + \frac{30\,.\,4}{10\,.\,3} + (30 - 20)\left(1 + \frac{3\,.\,4}{180\,.\,3}\right)\frac{3}{15\,{}^5/_8\,.\,144} + \frac{20\,.\,9}{4}\left(1 + \frac{9\,.\,3\,.\,2}{4\,.\,180}\right)\frac{3}{15\,{}^5/_8\,.\,144}\right\}$$

$= 66\,.\,0{,}442\,(30 + 4 + 0{,}013 + 0{,}065) = 66\,.\,0{,}442\,.\,34{,}078 = 994{,}1$ ℔. Dagegen fand Herr *Eytelwein* 994,8 ℔, welches also sehr gut übereinstimmt.

Für das Niederdrücken des Kolbens nimmt Herr *Eytelwein* die Oeffnung im Stiefelventile kleiner als jene des Saugrohres und zwar = 20 Quadrat Zoll an, welches daher in unserer Formel für f zu substituiren ist. Der Reibungskoeffizient wird wieder $\mu = {}^1/_{10}$, jedoch die Spannung der Kolbenliederung nur für eine Höhe $H' = 10$ Fuss in Rechnung gebracht. Wir erhalten daher, wenn diese Werthe substituirt werden, die Kraft zum Niederdrücken des Kolbens $= 66\,.\,0{,}442 \left\{\frac{10\,.\,4}{10\,.\,3} + \left(\frac{0{,}442\,.\,144}{0{,}813\,.\,20}\right)^2 \frac{9}{4\,.\,15\,{}^5/_8\,.\,144}\right\}$ $= 66\,.\,0{,}442\,(1{,}333 + 0{,}015) = 39{,}3$ ℔, wogegen Herr *Eytelwein* 39,4 ℔ berechnet; auch dieser Werth stimmt also nach den beiderseitigen Berechnungen sehr genau.

Beide Rechnungen zeigen, dass der grösste Widerstand durch die Reibung des Kolbens entsteht, und dass es also sehr zweckmässig sey, wenn die Kolbenliederung, wie schon §. 199 erinnert wurde, bei dem Niedergange des Kolbens sich umlegt, und den Widerstand vermindert. Nach der statischen Berechnung wäre die Kraft für den Aufzug des Kolbens $= 66\,.\,0{,}442\,.\,30 = 875$ ℔, und für den Niedergang = 0; dagegen haben wir die Kraft für beide Fälle mit $994{,}1 + 39{,}3 = 1033{,}4$ ℔ gefunden. Es verhält sich also die statische Kraft zu jener, welche der wirkliche Betrieb der Pumpe erfordert $= 875 : 1033{,}4 = 100 : 118$, die Widerstände vermehren also die statische Kraft beinahe um den fünften Theil. Die hieraus entstehende Verminderung des Effektes werden wir später berechnen.

§. 212.

Herr *Schitko* berechnet im zweiten Hefte der Beiträge zur Bergbaukunde, §. 20 folgendes Beispiel über die Anlage eines Kunstsatzes: „Es soll aus einem „Schachte das demselben zusitzende Wasser, welches in einer Minute höchstens 15 Kubik„fuss beträgt, auf eine Höhe von 12 Klafter gehoben werden. Man verlangt einen dieser „Wasserlösung angemessenen Satz, nebst Angabe der dazu erforderlichen Kraft.“

Die Grösse des Hubes hängt von der Beschaffenheit der Betriebsmaschine, die gewöhnlich entweder ein oberschlächtiges Rad, oder eine Wassersäulenmaschine ist, ab; wir wollen hiefür $b = 6$ Fuss annehmen. Finden in einer Minute 6 Hübe Statt, so ist die Zeit eines Kolbenspiels, nämlich eines Hubes und eines Rückganges, oder $2t = 10^{\text{Sec.}}$ Die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens ist daher $\frac{b}{t} = \frac{6}{5} = 1{,}2$ Fuss.

Die Kolben und Ventile können in keinem Falle als vollkommen wasserhältig betrachtet werden, weil selbst bei einer frischen Liederung und guten Ventilen immer ein Theil des Wassers während dem Schliessen der Ventile oder dem Zufallen der Klappen verloren geht. Hat nämlich der Kolben seinen höchsten Stand erreicht, so fällt das Saugventil nicht in demselben Zeitaugenblicke zurück, in welchem der Kolben stehen bleibt, und das Ansaugen aufhört; sondern es wird ein Theil des bereits angesaugten

Wassers während dem Schliessen des Saugventils wieder in das Saugrohr zurückfallen. Dieser Verlust tritt also bei jeder noch so vollkommen geliederten Saugmaschine ein. Ueberdiess wird die Liederung nach und nach abgenützt, und wasserlässig, es geht daher abermal ein Theil des Wassers verloren. Es leuchtet von selbst ein, dass sich für diese Wasserverluste kein bestimmtes Mass angeben lässt, indem sie von der Beschaffenheit der Maschine abhängen. Herr *Schitko* nimmt für den Wasserverlust den fünften Theil oder 0,2 von der Kapazität des Kolbenhubes an.

Dem zu Folge müssen in unserm Beispiele $1{,}2 \,.\, 15 = 18$ Kubikfuss in der Minute angesaugt werden, und weil 6 Hübe in einer Minute Statt finden, so ist die Kapazität eines Kolbenhubes $b \,.\, F = \frac{1}{6} \,.\, 18 = 3$ Kubikfuss $= 6F$, also der Flächeninhalt des Kolbens $F = 0{,}5$ Quadratfuss. Hieraus folgt der Durchmesser des Kolbens $D = 0{,}798$ Fuss. Der Querschnitt der Saugröhre wird mit $\frac{2}{3}$ von dem Inhalte des Querschnittes der Kolbenröhre angenommen; es ist daher $f = 0{,}5 \,.\, \frac{2}{3} = 0{,}333$ und der Durchmesser derselben $d = 0{,}65$ Fuss.

Die Höhe des Saugrohres wird mit $a = 18$ Fuss, der mittlere Barometerstand mit einer Wassersäule $h = 30$ Fuss, dann $g = 15{,}5$, endlich der Koeffizient für die Kolbenreibung in einem metallenen Rohre $\mu = 0{,}06$ angenommen. Da nun $H = 72$ Fuss ist, und auf das eigene Gewicht des Kolbens und der Kolbenstange noch keine Rücksicht genommen wird, so gibt die Substituzion aller dieser Werthe in unsere §. 208 gefundene Formel die erforderliche Kraft zum Aufziehen des Kolbens

$$56{,}4 \,.\, 0{,}5 \left\{ 72 + \frac{0{,}06 \,.\, 72}{0{,}798} + (72 - 18)\left(1 + \frac{6}{180 \,.\, 0{,}798}\right)\frac{6}{15{,}5 \,.\, 25} + \frac{18 \,.\, 3}{2}\left(1 + \frac{3 \,.\, 6}{2 \,.\, 180 \,.\, 0{,}65}\right)\frac{6}{15{,}5 \,.\, 25} \right\}$$

$= 56{,}4 \,.\, 0{,}5\,(72 + 5{,}414 + 0{,}871 + 0{,}450) = 56{,}4 \,.\, 0{,}5 \,.\, 78{,}735 = 2220{,}3$ ℔, wogegen Herr *Schitko* nach seiner auf andern Grundsätzen beruhenden Rechnung 2227,8 ℔ fand. Der Unterschied ist offenbar äusserst unbedeutend.

Zur Berechnung der Kraft für den Niedergang des Kolbens nimmt Herr *Schitko* die Querschnittfläche der Ventilöffnung im Kolben $f = \frac{1}{3} F = \frac{1}{3} \,.\, 0{,}5 = 0{,}167$ Quad. Fuss an. Es bleibt daher die Kolbengänze oder die Fläche, womit der Kolben bei seinem Niedergange auf das Wasser eigentlich drückt $= 0{,}5 - 0{,}167 = 0{,}333$ Quad. Fuss, welches Herr *Schitko* für F bei dem Niedergange in Rechnung bringt. Werden diese Werthe in unsere §. 209 gefundene Formel substituirt, so ist die erforderliche Kraft für den Niedergang des Kolbens $= 56{,}4 \,.\, 0{,}333 \left\{ \frac{0{,}06 \,.\, 72}{0{,}798} + \left(\frac{3}{0{,}813 \,.\, 2}\right)^2 \frac{36}{62 \,.\, 25} \right\} = 56{,}4 \,.\, 0{,}333\,(5{,}414 + 0{,}079)$ $= 103{,}2$ ℔, wogegen Herr *Schitko* 98,09 ℔ berechnet. Auch dieser Unterschied ist sehr unbedeutend.

Die erforderliche Kraft für den Auf- und Niedergang des Kolbens ist daher nach unserer Rechnung $= 2220{,}3 + 103{,}2 = 2323{,}5$ ℔, wogegen Herr *Schitko* 2325,89 ℔ fand.

Wir müssen jedoch bemerken, dass es in jedem Falle sicherer ist, wenn die ganze Fläche des Kolbens für den Niedergang in Rechnung genommen wird, wie es auch Herr *Eytelwein* annimmt. In diesem Falle ist also die Kraft für den Niedergang $= 56{,}4 \,.\, 0{,}5\,(5{,}414 + 0{,}079) = 154{,}9$ ℔, demnach die Kraft für den Auf- und Niedergang $= 2220{,}3 + 154{,}9 = 2375{,}2$ ℔. Die statische Kraft wäre $= 56{,}4 \,.\, 0{,}5 \,.\, 72 = 2030{,}4$ ℔. Durch die Widerstände der Bewegung wird sonach diese Kraft in dem Verhältnisse $2030{,}4 : 2375{,}2 = 100 : 117$ vermehrt.

§. 213.

Das gefundene Verhältniss findet nur bei dem angenommenen langsamen Gange der Maschine Statt. Ist nämlich die Geschwindigkeit grösser und daher die Zeit t eines Hubes kleiner, so nehmen die Widerstände zu und die Kraft muss vermehrt werden. Nehmen wir $t = 1^{\text{Sec.}}$ an, so gibt die Substituzion in unsere Formeln die erforderliche Kraft für den Aufzug $= 56{,}4 \cdot 0{,}5\,(72 + 5{,}41 + 21{,}78 + 11{,}26) = 56{,}4 \cdot 0{,}5 \cdot 110{,}45 = 3114{,}7$ ℔, ferner für den Niedergang $= 56{,}4 \cdot 0{,}5\,(5{,}41 + 1{,}98) = 56{,}4 \cdot 0{,}5 \cdot 7{,}39 = 208{,}4$ ℔. Hieraus sehen wir, dass die Reibung des Kolbens, welche bei der Hubszeit von $t = 5^{\text{Sec.}}$ den grössten Theil der Widerstände für den Aufzug ausmachte, gegenwärtig für eine fünfmal schnellere Bewegung oder $t = 1^{\text{Sec.}}$ den mindesten Widerstand bildet. Bei diesem Gange der Maschine wird zwar die Wassermenge in 1 Sekunde oder der Effekt 5mal grösser, weil aber ein jeder Hub für sich die Kraft von 3114 ℔ fordert, so bleibt das nachtheilige Verhältniss des Kraftaufwandes auch in Hinsicht auf den Effekt. Im ersten Falle, wenn $t = 5^{\text{Sec.}}$, ist nämlich die Kraft $= 2220{,}2$ ℔, folglich wird per Sekunde die Kraft $^1/_5 \cdot 2220{,}2$ ℔ erfordert. Ist aber $t = 1^{\text{Sec.}}$, so muss in jeder Sekunde eine Kraft von 3114,7 ℔ angewendet werden. Die Betriebskräfte verhalten sich also wie $^1/_5 \cdot 2220{,}2 : 3114{,}7 = 100 : 5.140$, während die Effekte nur wie 1 : 5 zunehmen.

Da diese Betrachtung für die Anlage der Kunstsätze von grösster Wichtigkeit ist, so haben wir in der folgenden Tabelle den berechneten Kraftaufwand für das Auf- und Niedergehen der Kolben in unserm angenommenen Beispiele für eine Hubszeit von 1 bis 5 Sekunden, und in der letzten Kolumne noch das Verhältniss beigefügt, in welchem der Kraftaufwand sich im Vergleiche gegen die für $t = 5^{\text{Sec.}}$ erforderliche Kraft vermehrt.

Hubszeit t Sek.	Erforderliche Kraft für den			Verhältniss der zunehmenden Kraft.
	Aufzug des Kolbens Pfunde.	Niedergang des Kolbens Pfunde.	Zusammen ℔.	
5	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(72 + 5{,}41 + 0{,}87 + 0{,}45) = 2220{,}2$	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(5{,}41 + 0{,}08) = 154{,}8$	2375,0	100
4	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(72 + 5{,}41 + 1{,}36 + 0{,}70) = 2241{,}1$	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(5{,}41 + 0{,}12) = 155{,}9$	2397,0	101
3	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(72 + 5{,}41 + 2{,}42 + 1{,}25) = 2286{,}5$	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(5{,}41 + 0{,}22) = 158{,}8$	2445,3	103
2	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(72 + 5{,}41 + 5{,}44 + 2{,}81) = 2415{,}6$	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(5{,}41 + 0{,}49) = 166{,}4$	2582,0	109
1	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(72 + 5{,}41 + 21{,}78 + 11{,}26) = 3114{,}7$	$56{,}4 \cdot 0{,}5\,(5{,}41 + 1{,}98) = 208{,}4$	3323,1	140

Diese Tabelle zeigt uns, dass die Kraft bei einem bedeutend schnellen Gange auch bedeutend vermehrt werden muss, wogegen kleine Differenzen in der Zeit eines Kolbenhubes auch geringe Kraftvermehrungen fordern. Im letzten Falle der Tabelle ist auch die kleinste Hubszeit, welche wir Seite 281 für eine Saugpumpe mit unsern Dimensionen be-

rechneten, bereits überschritten; es könnte also das Saug- und Kolbenrohr in der Zeit $t = 1^{\text{Sec.}}$ weder angefüllt werden, demnach auch bei einem so schnellen Gange der fünffache Effekt nicht eintreten. Bei der Anlage eines solchen Werkes ist nun der mechanische Vortheil mit dem ökonomischen zu vereinigen; gehen die Kunstsätze schnell, so fördern sie viel Wasser, aber die Kraft muss verhältnissmässig vermehrt werden. Gehen selbe im Gegentheile langsam, so müssen zur Bewirkung desselben Effektes mehrere Kunstsätze nebeneinander angelegt werden; es sind also die ersten Anlagskosten weit bedeutender. Mit Rücksicht auf die vorhandenen Lokalverhältnisse kann man sich nun für eines oder das andere entscheiden.

§. 214.

Wir wollen nun noch die Kraft berechnen, welche zu der §. 212 angenommenen Wasserförderung benöthigt wird, im Falle zwei übereinanderstehende Kunstsätze, ein jeder von 36 Fuss Höhe, angenommen werden. Bleiben sämmtliche Dimensionen wie früher, so ist die zum Aufzuge des Kolbens erforderliche Kraft

$$=56{,}_4\,.\,0{,}_5\left\{36+\frac{0{,}_{06}\,.\,36}{0{,}_{798}}+(36-18)\left(1+\frac{6}{180\,.\,0{,}_{798}}\right)\frac{6}{15{,}_5\,.\,25}+\frac{18\,.\,3}{2}\left(1+\frac{3\,.\,6}{2\,.\,180\,.\,0{,}_{65}}\right)\frac{6}{15{,}_5\,.\,25}\right\}$$

$= 56{,}_4\,.\,0{,}_5\,(36 + 2{,}_{71} + 0{,}_{29} + 0{,}_{45}) = 56{,}_4\,.\,0{,}_5\,.\,39{,}_{45} = 1112{,}_5$ ℔, demnach die Kraft für beide Sätze $2\,.\,1112{,}_5 = 2225{,}_0$ ℔.

Für den Niedergang des Kolbens erhalten wir, wenn für F nach Herrn *Schitko* nur die Kolbengänze $0{,}_{333}$ Quadrat Fuss angenommen wird, die erforderliche Kraft

$$=56{,}_4\,.\,0{,}_{333}\left\{\frac{0{,}_{06}\,.\,36}{0{,}_{798}}+\left(\frac{3}{0{,}_{813}\,.\,2}\right)^2\frac{36}{62\,.\,25}\right\}=56{,}_4\,.\,0{,}_{333}\,(2{,}_{71}+0{,}_{08})=52{,}_4\text{ ℔},$$

demnach für beide Sätze $2\,.\,52{,}_4 = 104{,}_8$ ℔. Die Kraft für den Auf- und Niedergang des Kolbens ist daher $= 2225{,}_0 + 104{,}_8 = 2329{,}_8$ ℔. Dagegen fand Herr *Schitko* nach seiner Berechnung $2270{,}_{10} + 115{,}_{06} = 2385{,}_{16}$ ℔. Der Unterschied zwischen beiden Rechnungen beträgt den 42ten Theil, ist also immer noch als nicht bedeutend anzusehen.

Wird nach unserer Annahme Seite 288 die ganze Kolbenfläche $F = 0{,}_5$ Quadrat Fuss in Rechnung genommen, so haben wir die Kraft für den Niedergang des Kolbens $= 56{,}_4\,.\,0{,}_5\,(2{,}_{71} + 0{,}_{08}) = 78{,}_7$ ℔, demnach für beide Sätze $= 2\,.\,78{,}_7 = 157{,}_4$ ℔. Wird hiezu die Kraft für den Aufzug mit $2225{,}_0$ ℔ addirt, so ergibt sich die gesammte Kraft für den Auf- und Niedergang der Kolben beider Kunstsätze $= 2382{,}_4$ ℔. Vergleichen wir diess mit der, in der Tabelle Seite 289 für eine gleiche Hubzeit $t = 5^{\text{Sec.}}$ enthaltenen Kraft von $2375{,}_0$ ℔, so ergibt sich zwar ein Unterschied von $7{,}_4$ ℔ zum Vortheile des einzelnen hohen Satzes, allein diess beträgt zu wenig, um die bekannte Erfahrung zu erklären, dass hohe Sätze verhältnissmässig weit leichter, als niedrige Sätze gehen.

Wollte man nach Herrn von *Baader* die Kolbenreibung, welche den bei weitem grössten Theil des Widerstandes ausmacht, im Verhältnisse der Quadratwurzeln der Wassersäulen annehmen, so würde diese sich in unsern beiden Fällen $= \sqrt{72} : \sqrt{36} = 7 : 5$ verhalten. Wird also die Höhe der Wassersäule, welche die Kolbenreibung bei einem 72 Fuss hohen Satze ausdrückt, wie Seite 289 mit $5{,}_{41}$ Fuss angenommen, so wäre diese Höhe für jeden der obigen niedern Sätze von 36 Fuss Höhe $= {}^5/_7\,.\,5{,}_{41} = 3{,}_{86}$ Fuss. Hiernach erhielten wir die Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens für einen niedern Satz $= 56{,}_4\,.\,0{,}_5\,(36 + 3{,}_{86} + 0{,}_{29} + 0{,}_{45}) = 1144{,}_9$ ℔, und für den Niedergang des Kolbens = 56,4 . 0,5 (3,86 + 0,08) = 111,1 ℔. Der Auf- und Niedergang fordert also eine Kraft von 1256,0 ℔, und beide Sätze im ganzen die Kraft von 2 . 1256,0 = 2512 ℔. Wird diess mit der Kraft von 2375 ℔ in der Tabelle Seite 289 vergleichen, so zeigt sich ein Unterschied von 137 ℔ zum Vortheile des hohen Satzes. Da bei dem Letztern überdiess noch die andern Seite 269 erwähnten Vortheile eintreten, so erklärt sich hieraus, warum man in der Ausübung hohe Sätze den niedern vorzuziehen pflegt.

§. 215.

Alle bisherigen Rechnungen beruhen nur auf elementaren Grundsätzen, gegen welche sich ähnliche Bemerkungen machen lassen, wie wir bereits bei Berechnung der kleinsten Zeit eines Kolbenhubs §. 207 erinnerten. Wir haben daher die genaue Berechnung der Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens unter dem Texte *) beigefügt, gemäss wel-

---

*) Bezeichnen wir mit K die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens erfordert wird, so ist $\frac{K}{56{,}4\,F}$ die Höhe der Wassersäule, welche dieser Kraft entspricht. Diese Höhe hat der Wassersäule H das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung oder $\frac{\mu . H}{D}$, ferner die Widerstände bei der Bewegung des Wassers im Saugrohre, wozu die Höhe $\frac{v^2}{4g}\left(1 + \frac{a}{45\,d}\right)$ gehört, endlich die Widerstände bei der Bewegung des Wassers im Kolbenrohre, wozu die Höhe $\frac{w^2}{4g}\left(1 + \frac{H - a}{45\,D}\right)$ erfordert wird, zu überwältigen. Da die Geschwindigkeit des Wassers im Saugrohre $v = \frac{w . F}{f}$, und $\frac{w^2}{4g} = u$ ist, so erhalten wir hiernach die wirksame Druckhöhe, welche für die Beschleunigung des Wassers übrig bleibt $= \frac{K}{56{,}4\,F} - H - \frac{\mu . H}{D} - u \cdot \frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{a}{45\,d}\right) - u\left(1 + \frac{H - a}{45\,D}\right)$. Diese Druckhöhe wirkt auf die ganze in der Saugpumpe befindliche, zu bewegende Wassermasse, deren Höhe = H ist, und da die erstere während dem ganzen Kolbenhube gleichförmig bleibt, so kann ihre Wirkung mit jener der Schwerkraft verglichen werden. Weil nun die ganze Wassermasse theils als auf dem Kolben ruhend, theils an demselben hängend betrachtet werden muss, so haben wir die Proporzion $H : 2g . dt = \frac{K}{56{,}4\,F} - H - \frac{\mu . H}{D} - u \cdot \frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{a}{45\,d}\right) - u\left(1 + \frac{H - a}{45\,D}\right) : dw$

Wird hier $ds = w . dt$, oder $dt = \frac{ds}{w}$ gesetzt, so erhalten wir:

$\frac{H . dw}{2g . dt} = \frac{H . dw^2}{4g . ds} = \frac{H . du}{ds} = \frac{K}{56{,}4\,F} - H - \frac{\mu . H}{D} - u\left\{\frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{a}{45\,d}\right) + 1 + \frac{H - a}{45\,D}\right\}$. Setzen wir H = m, dann $\frac{K}{56{,}4\,F} - H - \frac{\mu . H}{D} = p$, endlich $\frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{a}{45\,d}\right) + 1 + \frac{H - a}{45\,D} = n$, so erhalten wir $\frac{m . du}{ds} = p - n . u$, welches ein gleicher Ausdruck wie Seite 282 bei der Bestimmung der kleinsten Zeit eines Kolbenhubes ist. Die Integrazion gibt daher so wie dort, $t = \frac{\frac{b}{2} + \frac{m}{n} \cdot \log.\,\mathrm{nat}\left\{1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n . b}{m}}}\right\}}{\sqrt{\frac{g . p}{n}}}$ Also ist

$p = \frac{n}{g . t^2}\left\{\frac{b}{2} + \frac{m}{n} \cdot \log.\,\mathrm{nat}\left\{1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n . b}{m}}}\right\}\right\}^2$ Wir wollen diess $= \frac{n . A^2}{g . t^2}$ setzen. Die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens erfordert wird, ist daher $K = 56{,}4\,F\left(H + \frac{\mu . H}{D} + \frac{n . A^2}{g . t^2}\right)$, wo A den in der obigen Klammer enthaltenen Werth hat.

cher diese Kraft $= 56{,}4\,F\left(H + \frac{\mu . H}{D} + \frac{n . A^2}{g . t^2}\right)$ ist. Die Grössen n und A haben die unten angeführten Werthe, wenn aber statt der natürlichen Logarithmen die Briggischen in die Rechnung eingeführt werden, so erhalten wir:

$$A = \frac{b}{2} + 2{,}302585 \cdot \frac{m}{n} \cdot \log.\ \mathrm{brigg}\left\{1 + \sqrt{1 - \frac{1}{2{,}71828^{\frac{n . b}{m}}}}\right\}.$$

Wir wollen nun die Kraft für den Aufzug des Kolbens in dem §. 212 angenommenen Falle berechnen. Hiefür erhalten wir $H = m = 72$ Fuss, $n = \frac{9}{4}\left(1 + \frac{18}{45 . 0{,}65}\right) + 1 + \frac{72 - 18}{45 . 0{,}798} = \frac{42453}{6916}$, $\frac{m}{n} = \frac{55328}{4717}$; $\frac{6\,n}{m} = \frac{14151}{27664}$; woraus $A = 3 + 2{,}302585 \cdot \frac{55328}{4717} \cdot \log 1{,}6328 = 8{,}7509$ folgt. Hieraus ergibt sich nun die zum Aufzuge des Kolbens erforderliche Kraft $= 56{,}4 . 0{,}5\,(72 + 5{,}414 + 1{,}213) = 56{,}4 . 0{,}5 . 78{,}627 = 2217{,}3$ ℔. Vergleichen wir diese Kraft mit jener von $2220{,}3$ ℔, welche sich nach der elementaren Rechnung ergibt, so zeigt sich ein ganz unbedeutender Unterschied.

Der Unterschied beider Rechnungen wird grösser, wenn die Zeit $t = 1^{\mathrm{Sec.}}$ ist; in diesem Falle ist nämlich die Kraft für den Aufzug des Kolbens $= 56{,}4 . 0{,}5\,(72 + 5{,}414 + 30{,}327) = 56{,}4 . 0{,}5 . 107{,}741 = 3038{,}3$ ℔, wogegen wir nach der elementaren Rechnung $3114{,}7$ ℔ fanden. Da inzwischen so kleine Werthe von t, oder so schnelle Bewegungen, aus den bereits angeführten Gründen bei Kunstsätzen nicht eintreten, so sieht man, dass die aufgestellte elementare Rechnung für solche Anlagen vollkommen hinreiche.

§. 216.

Wir kommen nun zur Berechnung des Effektes einer Pumpe, und wollen zu diesem Behufe annehmen, dass sie durch Menschen betrieben werde. In diesem Falle wird das Gewicht der Kolbenstange und des Kolbens gewöhnlich so gross gemacht, dass der Kolben von selbst zurückgeht, die Betriebskraft also nur seinen Aufzug zu bewirken hat. Wir haben also nach §. 209 die Kraft für den Niedergang des Kolbens $= 0 = 56{,}4\,F\left\{\frac{\mu . H'}{D} + \left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2 \frac{b^2}{4\,g . t^2}\right\} + \frac{Q . b}{g . t^2} - Q$. Hieraus ergibt sich das Gewicht, welches die Kolbenstange und der Kolben nach Abzug des verdrängten Wassers erhalten muss, $Q = \frac{56{,}4\,F . g . t^2}{g . t^2 - b}\left\{\frac{\mu . H'}{D} + \left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2 \frac{b^2}{4\,g . t^2}\right\}$. Bezeichnen wir den Hebelsarm der menschlichen Kraft mit L und jenen der Kolbenstange mit l, so erhalten wir, wenn der gefundene Werth von Q in die §. 208 für den Aufzug des Kolbens aufgestellte Gleichung substituirt wird, die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last

$$N . k\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)\frac{L}{l} = 56{,}4\,F\left\{H + \frac{\mu . H}{D} + (H - a)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g . t^2} + \frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\,d}\right)\frac{b}{g . t^2}\right\}$$
$$+ 56{,}4 . F\left\{\frac{\mu . H'}{D} + \left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2 . \frac{b^2}{4\,g . t^2}\right\}\left\{\frac{g . t^2 + b}{g . t^2 - b}\right\} = 56{,}4\,F . B,$$

wo B die in beiden Klammern vorkommenden Grössen bezeichnet.

Der Effekt der Pumpe ergibt sich auf folgende Art: In der Zeit t wird die Wassermenge b . F gefördert, folglich in einem Tage oder in 3600 z Sekunden die Wassermasse $\frac{3600\,z . b . F}{t}$. Zur Bestimmung der mittlern Geschwindigkeit des Kolbens, welche $= \frac{b}{t}$ ist, haben wir die Proporzion $\frac{b}{t} : v = l : L$ und $\frac{b}{t} = \frac{v.l}{L}$. Diess substituirt gibt den täglichen Effekt $= \frac{3600\,z.v.l.F.}{L}$. Wird aus der obigen Gleichung zwischen Kraft und Last der Werth von F gesucht, und hieher substituirt, so erhalten wir den täglichen Effekt in Kubikfussen $= \frac{3600\,z.v.N.k}{56{,}4\,B}\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)$. Dieser Effekt ist am grössten, wenn $v = c$ und $z = t$. Weil aber in unserm Falle das Schöpfen oder Niedergehen des Kolbens von dem eigenen Gewichte Q des Kolbens und der Kolbenstange verrichtet wird, folglich die Kraft durch eine gleiche Zeit ruhet und arbeitet, so ist $\frac{z}{t} = \frac{6}{8}$, oder von der zwölfstündigen Arbeitszeit werden 6 Stunden auf die wirkliche Arbeit verwendet. Diess gibt die Kraft eines Arbeiters $= k\,(2 - 1)\left(2 - \frac{6}{8}\right) = \frac{5}{4}k$, demnach den täglichen Effekt $= \frac{3600.6.c.N.5.k}{4.56{,}4\,B}$.

§. 217.

Beispiel. Bei einer Handkunst oder gewöhnlichen Wasserpumpe betrage die Hubshöhe des Wassers $H = 30$ Fuss; man soll ihre Anordnung und den Effekt, welchen ein Arbeiter in einem Tage zu Stande bringt, berechnen.

Der Durchmesser solcher Pumpen, wie sie in unsern Wohnhäusern üblich sind, beträgt $D = 3$ Zoll $= \frac{1}{4}$ Fuss. Ist jener Theil des Kolbenrohres, worin sich der Kolben auf- und abbewegt, von Metall, so wird der Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}06$. Werden nun in der Seite 292 aufgestellten Gleichung zwischen Kraft und Last bloss die Glieder angenommen, welche die statische Kraft und die Reibung ausdrücken, so erhalten wir das beiläufige Verhältniss der Hebelsarme bei Anwendung eines mittelstarken Arbeiters aus der Gleichung $25 . \frac{5}{4} . \frac{L}{l} = 56{,}4\,F\left(H + \frac{\mu.H}{D} + \frac{\mu.H'}{D}\right)$. Nehmen wir die Spannung der Liederung bei dem Rückgange des Kolbens so an, dass sie einer Druckhöhe von $H' = \frac{1}{3}H = 10$ Fuss entspricht, so ist $25 . \frac{5}{4} . \frac{L}{l} = 56{,}4 . \frac{11}{14.16}(30 + 0{,}06 . 30 . 4 + 0{,}06 . 10 . 4)$, woraus $\frac{L}{l} = 3{,}5$ folgt. Wir wollen hiefür $\frac{L}{l} = 4$ annehmen, und für dieses Verhältniss die andern Werthe berechnen. Wird die Einrichtung so gemacht, dass ein Hub in einer Sekunde geschieht, oder dass $t = 1^{\text{Sec.}}$ ist, so ergibt sich die Hubshöhe des Kolbens, $b = c.t.\frac{l}{L} = 2{,}5 . \frac{1}{4} = \frac{5}{8}$ Fuss. Der Durchmesser des Saugrohres sey $d = \frac{3}{5}D = \frac{3}{5} . \frac{1}{4} = \frac{3}{20}$ Fuss, demnach das Verhältniss der Flächen $\frac{F}{f} = \frac{25}{9}$. Wird nun noch der schädliche Raum mit $e = 0{,}5$ Fuss und $h = 32$ Fuss angenommen, so ergibt sich die nothwendige Länge a des Saugrohres aus der Substituzion in die §. 205 gefundene Gleichung für die kleinste Zeit eines Kolbenhubes $15{,}5\left(32 - a - \frac{5}{16} - 0{,}5\right) = \frac{5}{8}\left(a . \frac{25}{9} + \frac{a . 25^2 . 5 . 20}{180 . 3 . 9^2 . 8}\right)$, woraus $a = 27{,}9$ Fuss folgt. Da diess die grösste Länge ist, welche das Saugrohr erhalten darf, so wollen wir selbes bloss mit $a = 20$ Fuss annehmen. Für diesen und die obigen bereits angegebenen Werthe erhalten wir die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last für einen Arbeiter, durch Substituzion in die, auf der vorigen Seite für den Aufzug des Kolbens aufgestellte Gleichung

$$\frac{k\,.\,5}{4}\cdot 4 = 56{,}4\cdot\frac{11}{14.16}\left\{30+0{,}06\,.\,30.4+(30-20)\left(1+\frac{5.4}{180\,.\,8}\right)\frac{5}{8.15{,}5}+\frac{20.25}{9}\left(1+\frac{25.5.20}{9.8.180.3}\right)\frac{5}{8.15{,}5}\right\}$$
$$+\,56{,}4\,.\,\frac{11}{14\,.\,16}\left\{0{,}06\,.\,10\,.\,4+\left(\frac{25}{0{,}813\,.\,9}\right)^2\cdot\frac{25}{62\,.\,64}\right\}\left\{\frac{15{,}5+{}^5\!/_8}{15{,}5-{}^5\!/_8}\right\}$$

oder $k\,.\,\frac{5}{4}\,.\,4 = 56{,}4\,.\,\frac{11}{14\,.\,16}\,(30+7{,}20+0{,}41+2{,}33+2{,}00+0{,}08) = 56{,}4\,.\,\frac{11}{14\,.\,16}\,.\,42{,}67.$

Diese Gleichung zeigt uns, dass die Widerstände der Reibung und Bewegung, dann das Gewicht des Kolbens und der Kolbenstange, welche bei dem Aufzuge des Kolbens mit zu heben sind, die hydrostatische Höhe von 30 Fuss um 12,67 Fuss oder um beiläufig zwei Fünftel vermehren. Die Kraft für den Aufzug der Kolbenstange ergibt sich nun mit $k = 23{,}6$ ℔, wozu also ein mittelmässig starker Mann hinreicht.

Der Niedergang des Kolbens wird zu Folge der Berechnung im vorigen §. durch das eigene Gewicht des Kolbens und der Kolbenstange bewirkt. Der Werth von Q ergibt sich durch Substituzion $Q = \frac{56{,}4\,.\,11\,.\,15{,}5}{14\,.\,16\,(15{,}5-{}^5\!/_8)}\left\{0{,}06\,.\,10\,.\,4+\left(\frac{25}{0{,}813\,.\,9}\right)^2\cdot\frac{25}{62\,.\,64}\right\} = 7$ ℔.
Dieses Gewicht ist eigentlich der Unterschied zwischen dem Gewichte des Kolbens und der Kolbenstange auf der einen Seite und dem Gewichte des Hebels, woran die Kraft wirkt, auf der andern Seite, demnach dasjenige Gewicht, welches den Kolben bei seinem Niedergange herabzieht.

Der tägliche Effekt ergibt sich nunmehr $= \frac{3600\,.\,6\,.\,2{,}5\,.\,5\,.\,23{,}6}{4\,.\,56{,}4\,.\,42{,}67} = 662$ Kubikfuss.

§. 218.

Dieser Effekt wird jedoch in der Ausübung nicht so gross erscheinen, weil wir die Kraftanstrengung des Arbeiters bei dem Rückgange des Kolbens $=0$ gesetzt haben. Der Kolben geht zwar durch das früher berechnete Gewicht von selbst herab, allein der Arbeiter muss der Bewegung des Hebels, an welchem er angestellt ist, folgen, welches nicht ohne einiger Anstrengung geschehen kann. Um diess näher zu bestimmen, müssen wir wieder verlässige Erfahrungen zu Hilfe nehmen. In der praktischen Anweisung zur Wasserbaukunst von Herrn *Eytelwein*, 2^{tes} Heft, und in den, von der k. technischen Deputazion für Gewerbe im Jahre 1827 zu Berlin erschienenen Vorlegeblättern für Zimmerleute wird angeführt, dass mehreren hierüber angestellten Erfahrungen gemäss ein Arbeiter an
Fig. 28. Tab. 43. den Zugleinen einer Pumpe Fig. 28, Tab. 43 den Knebel 4 Fuss tief herunterziehen, hiebei mit 40 ℔ Kraft wirken, und in jeder Minute im Durchschnitte 24 Züge machen könne. Hiebei wird aber eine Zeit von 8 Stunden auf wirkliche Arbeit vorausgesetzt; das tägliche Bewegungsmoment eines Arbeiters ist also $= 4\,.\,40\,.\,24.8.60$. Zur Redukzion auf unsere Gewichte und Maasse bemerken wir, dass 1 Berliner Fuss $= 0{,}993$ N. Oe. Fuss, und 1 Berliner Pfund $= 0{,}835$ N. Oe. Pfund, demnach ist das tägliche Bewegungsmoment $= 4\,.\,40\,.\,24\,.\,8\,.\,60\,.\,0{,}993\,.\,0{,}835 = 1{,}528298$. Dagegen ist nach unserer frühern Berechnung die Kraft eines mittelstarken Arbeiters an der Pumpe $= 25\,.\,{}^5\!/_4$ ℔ und die wirkliche für den Kolbenhub verwendete Arbeitszeit $= 6$ Stunden, demnach das Bewegungsmoment $= 2{,}6\,.\,25\,.\,{}^5\!/_4\,.\,6\,.\,3600 = 1{,}687500$. Diese zwei Momente verhalten sich, wie $100 : 110$; es gehen daher durch den Rückgang des Kolbens 10 Prozent von dem Bewegungsmomente des Arbeiters verloren, und in diesem Verhältnisse wird auch der Effekt vermindert.

Eine zweite Verminderung des Effektes entsteht aus dem Wasserverluste bei der Liederung und während dem Schliessen der Ventile, wovon wir bereits §. 212 gesprochen haben. Herr *Schitko* nimmt hiefür den fünften Theil von der Kapazität des Kolbenhubes an; in den Berliner Vorlegeblättern wird ein Sechstel angenommen; bei Messungen, welche ich an dem Kunstsatze der Wassersäulmaschine zu *Kreuth* in Oberkärnthen im Dezember 1832 vorgenommen habe, wurde der Wasserverlust nur mit dem zwölften Theile der Kapazität des Kolbenhubes gefunden.

Nehmen wir in unserm Falle den Wasserverlust mit $\frac{1}{6}$tel an, so muss der früher berechnete Effekt von 662 Kubikfuss mit $\frac{5}{6}$ wegen diesen Wasserverlust, und dann noch mit $\frac{9}{10}$ wegen der Verminderung der Kraft durch das Zurückgehen des Kolbens multiplizirt werden. Wir erhalten also den täglichen Effekt eines Arbeiters $= 662 \cdot \frac{5}{6} \cdot \frac{9}{10} = 496{,}5$ Kubikfuss. Dieser Arbeiter hat die mittlere Kraft von $k = 23{,}6$ ℔ und $c = 2{,}5$ Fuss, es wäre also sein Bewegungsmoment für einen Tag bei dem Tragen einer Last $= 8 \cdot 3600 \cdot 2{,}5 \cdot 23{,}6$. Dagegen ist der Effekt in unserm Falle $= 496{,}5 \cdot 56{,}4$ ℔, welche auf die Höhe von 30 Fuss gehoben, ein Bewegungsmoment von $496{,}5 \cdot 56{,}4 \cdot 30$ geben. Diese zwei Momente verhalten sich, wie 100 : 49; es geht daher bei der berechneten Handkunst beiläufig die Hälfte der Kraft verloren.

Dieser Verlust erscheint allerdings sehr bedeutend, welches vorzüglich auch dem geringen Durchmesser des Kolbenrohres zuzuschreiben ist; bei weiteren Pumpen beträgt der Verlust nicht so viel. Nach der Berechnung in den oben genannten Berliner Vorlegeblättern bedarf man 44 Mann, um 100 Kubikfuss Wasser während einer Minute auf 15 Fuss Höhe mittelst 6 Zoll weiten, viereckigen Pumpen zu heben. Wird auf den unbedeutenden Unterschied beider Längenmaasse keine Rücksicht genommen, so verhält sich der Kraftaufwand zum Effekte $= 44 \cdot 2{,}5 \cdot 25 \cdot 60 : 100 \cdot 56{,}4 \cdot 15 = 100 : 51$. Sind die Pumpen 8 Zoll weit, so werden nach derselben Berechnung bloss 41 Mann erfordert; es verhält sich also der Kraftaufwand zum Effekte $= 41 \cdot 2{,}5 \cdot 25 \cdot 60 : 100 \cdot 56{,}4 \cdot 15 = 100 : 55$. Endlich werden bei 10 Zoll weiten Pumpen nur 39 Mann erfordert. Es verhält sich also der Kraftaufwand zum Effekte $= 39 \cdot 2{,}5 \cdot 25 \cdot 60 : 100 \cdot 56{,}4 \cdot 15 = 100 : 58$. Diese Verhältnisse sind zwar geringer, als wir selbe bei andern Wasserschöpfmaschinen berechnet haben, allein die einfache Konstrukzion, leichte Handhabung und der geringe Raum, welchen Pumpen erfordern, macht selbe vorzüglich bei Ausschöpfungen in Grundbauten geeignet.

Da übrigens alle Berechnungen in diesem Kapitel gezeigt haben, dass der Reibungswiderstand der bei weitem grösste ist, so genügt es für die Berechnung gewöhnlicher Pumpen, nebst der statischen Kraft nur noch den Reibungswiderstand in Anschlag zu nehmen.

§. 219.

Wir haben bereits Seite 272 der Wassersäulenmaschine und Kunstsätze erwähnt, welche im Jahre 1828 zu *Schemnitz* im Leopoldschachte nach Angabe des Herrn Bergrathes *Schitko* aufgestellt wurden. Der Durchschnitt des untern Satzes dieses grossartigen Maschinenwerkes ist Fig. 18 und die zugehörigen *Details* Fig. 19 bis 21 dargestellt. Fig. 18. bis 21. Tab. 86.

Die metallenen Kolbenröhren haben 14 Zoll, die Saugröhre und das Steigrohr aber 9 Zoll im Durchmesser. Die Kolbenstangen gehen durch die an ihrer obern Fläche angebrachten Stopfbüchsen. Der Kolbenstock eines jeden Kolbens ist an die eiserne Kolben-

Fig. 18. bis 21. Tab. 86. stange angeschraubt, die ledernen Scheiben liegen auf einer konkaven Tragscheibe und werden durch eine Presscheibe mittelst durchgehender Schrauben niedergezogen, wie Fig. 16 zeigt; die Liederung hat also einen Sturz gegen das darauf stehende Wasser. Die unter den Kolbenröhren C, D angesetzten hölzernen Röhren C′, D′ reichen bis in den Sumpf und dienen dazu, um das Einziehen der Luft zu verhindern. Man hatte zu diesem Zwecke anfangs gut schliessende lederne Scheiben an der untern Fläche der Kolben angebracht, aber die Erfahrung zeigte, dass diess nicht genüge, indem der Luftdruck das Niedergehen der Kolben im unteren Satze sehr erschwerte. Erst nach Anbringung der hölzernen Röhren C′, D′, welche unter dem Wasser im Sumpfe ausmünden, wurde dieser Anstand beseitigt. Bei dem obern Satze wurde eine solche Vorrichtung nicht mehr nothwendig.

Das Ventilgehäuse enthält 2 Saug- und 2 Druckventile; seine Konstrukzion ist im Allgemeinen dieselbe, wie sie bereits im Jahre 1820 bei dem Druckwerke in Augsburg, und bei andern Maschinenwerken dieser Art gebraucht wurde. Mittelst der vier Wände eo, fo, go, ho wird der innere Raum des Ventilgehäuses in vier Fächer abgetheilt; eine jede Wand ist, wie Fig. 20 in der obern Ansicht und darneben im Durchschnitte zeigt, mit einer Oeffnung versehen, die nach der Angabe des Herrn *Schitko* 11,75 Zoll lang, 2,75 Zoll breit, folglich 32,312 Quadrat Zoll gross ist. Ueber jeder Oeffnung liegt eine Ventilklappe, welche aus zwei das Leder einschliessenden Platten besteht; die Ventilklappen werden mittelst dreiseitiger eiserner Stangen, welche Fig. 21 in der Ansicht und im Durchschnitte zeigt, in den Winkeln der Kreuzwände festgehalten. Mittelst einer Deckscheibe wird der Ventilverein luft- und wasserdicht geschlossen; durch Abnahme dieser Scheibe kann man den Ventilen leicht beikommen, in welcher Hinsicht allerdings ein wesentlicher Vortheil im Vergleiche gegen zwei gewöhnliche Saugsätze entsteht, deren Ventile an vier verschiedenen Orten angebracht sind.

Das Spiel der Maschine ist nun leicht einzusehen. Geht der Kolben in C herab, so wird das Wasser in A angesaugt und es strömt durch a und c in das Kolbenrohr, wo es sich über den Kolben ergiesst. Zu gleicher Zeit geht aber der andere Kolben in D in die Höhe, und hebt oder drückt das bereits vom frühern Ansaugen darüber befindliche Wasser durch d und b in das Steigrohr B. Bei dem Wechsel der Bewegung schliessen sich die Fig. 19 in der geöffneten Lage dargestellten Ventile und öffnen sich die zwei andern in den Kreuzwänden eo und og, während der Kolben in C hinauf- und in D hinabgeht. Da die Kolben, weil sie in ihrer Gänze bleiben, weit solider hergestellt werden können, so unterliegen sie auch viel weniger Reparaturen, als es bei den gewöhnlichen durchbrochenen Kolben der Saugwerke der Fall ist. Ein weiterer Vortheil dieser Einrichtung liegt aber darin, dass man für zwei Saugsätze nur ein Steigrohr bedarf, in welchem das Wasser, den kleinen Stillstand während dem Kolbenwechsel abgerechnet, in ununterbrochener Bewegung bleibt.

X. Kapitel.

Vereinigte Saug- und Druckwerke.

§. 220.

Nebst den im vorigen Kapitel behandelten Saugpumpen gibt es noch Druckpumpen (*pompes refoulantes*) und vereinigte Saug- und Druckpumpen (*pompes mixtes*). Die Erklärung und statische Berechnung dieser Maschinen wurde bereits im II. Bande umständlich behandelt. Druckwerke, bei welchen das Saugventil unmittelbar in dem zu fördernden Wasser liegt, werden heut zu Tage nur sehr selten angelegt, indem sie den Nachtheil haben, dass die im Wasser enthaltenen Unreinigkeiten durch das Ventil angesaugt und gemeinschaftlich mit dem Wasser durch die Steigröhre gefördert, hiebei aber in kurzer Zeit die Liederung der Kolben und das Kolbenrohr abgenützt werden. Ist aber eine solche Maschine mit einem Saugrohre verbunden, so fallen die schwerern im Wasser befindlichen Körper, bevor sie an das Saugventil gelangen, wieder in den Fluss oder Sumpf zurück, und es wird ein reineres Wasser gefördert. Wir wollen demnach in diesem Kapitel bloss die Beschreibung und Berechnung der vereinigten Saug- und Druckwerke behandeln, da ohnehin die gefundenen Formeln auch für einfache Druckwerke anzuwenden sind, wenn die Länge des Saugrohres $= 0$ gesetzt wird.

Vereinigte Saug- und Druckwerke werden vorzüglich in Städten gebraucht, um das Wasser für die Bedürfnisse der Einwohner in eigene, auf Thürmen aufgestellte Behälter zu treiben, von wo es dann durch Röhrenleitungen den öffentlichen Plätzen und Häusern zugeführt wird. In England, wo solche Druckwerke gewöhnlich durch Dampfmaschinen betrieben werden, sind dieselben, wie schon Seite 262, II. Band erinnert wurde, mit gusseisernen Windkesseln in Verbindung, in welchen sich das Wasser sammelt, und durch den Druck der komprimirten Luft in Röhrenleitungen an den Ort seiner Bestimmung geführt wird. Beinahe in allen Städten von Deutschland, wo man in der Lage war, die Kraft des Wassers als Betriebskraft zu verwenden, befinden sich solche Druckwerke. Mehrere dieser Maschinen sind mit vorzüglicher Vollkommenheit ausgeführt, z. B. das Druckwerk in *Augsburg*, welches Herr von *Reichenbach* im Jahre 1820 daselbst erbaute; das Wasser wird hiemit auf eine Höhe von 100 Fuss senkrecht durch ein Wasserrad getrieben; es liefert beiläufig 1500 baierische Eimer in jeder Stunde.

Ausser dem Zwecke, Städte mit Wasser zu versehen, werden solche vereinigte Saug- und Druckwerke auch häufig zum Betriebe von Springbrunnen verwendet, das Wasser wird nämlich mittelst derselben ebenfalls in grosse höher liegende Behälter getrieben, von wo es dann durch seine Druckhöhe den Springbrunnen in Gang setzt. Bei Soolenleitungen werden solche Maschinen ebenfalls gebraucht, wenn die Flüssigkeiten in höher liegende Behälter geschafft werden sollen.

Die vereinigten Saug- und Druckwerke gehören sonach zu jenen Maschinen, wovon häufig Anwendung gemacht wird, und es ist den wissenschaftlichen Forschungen der Herren *v. Langsdorf*, *v. Baader*, *Eytelwein* und anderer gelungen, die Theorie dieser Maschine mit Rücksicht auf ihre Anwendung so zu vervollkommnen, dass man die ganze Anlage eines solchen, häufig kostspieligen Werkes hiernach zu berechnen, und für die verlangte Leistung der Maschine zu bürgen vermag. Wir werden in diesem Kapitel die Theorie der vereinigten Saug- und Druckwerke im Einklange mit den bisher vorgetragenen Grundsätzen aufstellen, und hoffen durch ihre Einfachheit etwas zur leichtern Anwendung dieser Maschine beizutragen.

§. 221.

Vor Aufstellung der Theorie wollen wir erst die Konstrukzion eines solchen vereinigten Saug- und Druckwerkes näher kennen lernen. Wir wählen hiezu das in Prag auf der Neustadt befindliche Neu-Mühlen-Wasserwerk, welches, wie schon im II. Bande, Seite 252 erinnert wurde, aus zwei Druckwerken besteht, deren jedes mit vier Stiefeln versehen ist. Hievon wurden im Jahre 1832 neun öffentliche Röhrkästen, 7 öffentliche Gebäude und 47 Privathäuser mit Wasser versehen; dieses Wasserwerk hatte demnach im Ganzen 63 Ableitungen. Die ursprüngliche Anlage dieses Druckwerkes fand vor mehr als 300 Jahren Statt, wesshalb denn in neuern Zeiten viele Klagen über Wassermangel eintraten, indem die Maschinen häufig still standen.

Die alten Druckwerke hatten nach gewöhnlicher Art hergestellte Stempel oder Kolben mit 5 bis 6 fach übereinander gelegten Scheiben von Pfundleder; diese Scheiben zogen sich in kurzer Zeit zusammen, liessen Wasser durch, und mussten alle 8 bis 9 Wochen mit neuen Scheiben aus Pfundleder ersetzt werden. Der Rand dieser neu zugelegten Scheiben wurde immer über die alten Scheiben umgebogen, um einen wasserdichten Schluss zu bewirken, wodurch jedoch im Anfange des Gebrauches immer eine bedeutende Reibung entstand. Von den 8 Wasserdruckwerken in Prag ist jedes mit 4 Kolben versehen es mussten daher die 32 Kolben alle 8 bis 9 Wochen neu geliedert werden, welches nebst der Unterbrechung des Ganges der Maschinen allerdings bedeutende Auslagen verursachte, da eine Lederscheibe mit beiläufig 1 fl. C. M. bezahlt wurde.

Der wesentlichste Nachtheil der alten Maschinen lag aber darin, dass die messingenen Stiefel oder Kropfzylinder nach und nach in der Mitte mehr als an beiden Enden ausgeschliffen wurden, wodurch eine bedeutende Quantität Wasser neben den Kolben entging. Zur Beseitigung dieses Uebelstandes mussten die Kropfzylinder alle 6 bis 7 Jahre neu gebohrt werden, welches für eine ganze Maschine 5 bis 6 Tage erforderte, innerhalb welcher die Leitung des Wassers unterbrochen blieb. Bei mehrmaliger Wiederholung dieser Nachbohrung wurden die messingenen Kropfzylinder immer schwächer, und zerplatzten endlich bei ihrem Betriebe, worauf sie neu angeschafft werden mussten. Ueberdiess waren auch mehrere Bestandtheile der Maschine für ihre fortwährende Bewegung nicht hinreichend dauerhaft.

Der Magistrat zu *Prag* fand sich daher veranlasst, vor der Hand die gänzliche Umänderung eines Druckwerkes durch den Mechanikus am dortigen technischen Institute Herrn *Jos. Boschek* vornehmen zu lassen; bei dem Umbaue wurden die Kolben und ihre Liederung nach dem Prinzip der *Bramah*'schen Presse hergestellt, mehrere andere Verbesserungen hiebei angebracht, und das Druckwerk im Jahre 1828 in Gang gesetzt.

Bei diesem neuen Wasserdruckwerke wurden statt der Pfundlederscheiben hohle messingene Kolbenzylinder angewendet, welche mit der Kolbenstange gemeinschaftlich auf- und abgehen, und sich bei dieser Bewegung an unbrauchbaren Abschnitzeln von Kalbleder oder anderm weichen Leder reiben; diess letztere wird in eine, am obern Theile des feststehenden Kropfzylinders angebrachte Erweiterung eingelegt, und durch eine darüber befindliche Druckscheibe von oben mittelst 4 Schrauben so stark niedergepresst, bis keine Luft in den Kropfzylinder eindringen, und kein Wasser herauslaufen kann. Schleifen sich die eingelegten Lederstücke mit der Zeit ab, so werden selbe zuerst mittelst der 4 Ziehschrauben niedergedrückt, und wenn diess nicht mehr hinreicht, von oben durch neu eingelegte Lederabschnitzeln wieder ersetzt; doch findet diess nur sehr selten Statt. Bei dem abgeänderten Neu-Mühlen-Druckwerke wurde erst im fünften Jahre etwas Leder oben zugelegt.

Die Kropfzylinder sind bei den abgeänderten, so wie bei den alten Druckwerken unverrückbar festgemacht; da nun die beweglichen Kolbenzylinder sich in keinem Punkte an den Kropfzylindern reiben, so kann auch keine Abnützung der letztern Statt finden. Die beweglichen Kolbenzylinder werden zwar mit der Zeit auch abgeschliffen; da aber die Liederung oben angebracht ist, und bei trübem Wasser kein Sand, wie bei den frühern Druckwerken bis zur Liederung gelangen kann, so ist die gegenwärtige Abnützung der beweglichen Kolbenzylinder weit geringer, als es bei den frühern Kropfzylindern der Fall war. Sind aber die beweglichen Zylinder mit der Zeit dennoch in der Mitte etwas abgeschliffen worden, so kann man selbe, ohne den Gang der Maschine zu stören, einzeln herausnehmen, zylindrisch abdrehen und wieder einsetzen. Bei den alten Druckwerken muss zu diesem Zwecke immer der Kropfzylinder sammt dem Ventile am Steigrohr abgenommen, und dadurch der Gang der Maschine unterbrochen werden.

§. 222.

Dieses Neu-Mühlen-Wasserwerk erscheint auf den Tafeln Nr. 87 und 88 in seinen einzelnen Theilen so dargestellt, dass hiernach eine solche Anlage wohl ausgeführt werden kann. Es besteht aus zwei Druckwerken, deren jedes 4 Stiefeln hat, die das Wasser in eine gemeinschaftliche Steigröhre treiben. Diese Röhren gehen 55,5 Klafter von der Maschine bis zum Wasserthurme horizontal, und erheben sich dann 16,5 Klafter oder 99 Fuss senkrecht bis zum Behälter im Wasserthurme. Von den zwei auf den Tafeln dargestellten Druckwerken ist jenes, welches auf der Tafel Nr. 87 im Grundrisse Fig. 1 und der vorwärtigen Ansicht Fig. 4 erscheint, das neu abgeänderte, während Fig. 2 und 3 das alte, noch ungeänderte Druckwerk vorstellen. Auf der Tafel Nr. 88 erscheinen Fig. 1 beide Druckwerke in der Seitenansicht, Fig. 2 bis 8 stellen aber die einzelnen Bestandtheile des neuen Druckwerkes im vergrösserten Masstabe vor. Tab. 87. und 88.

Tab. 87. und 88. In die Schwellen DD, welche auf dem Mauerwerke ruhen, sind 6 aus Eichenholz gezimmerte Säulen AA, BB, CC vertikal eingesetzt, auf dieselben die Querbalken E, F, G aufgezapft, und mit dem Gestelle H des alten Druckwerkes fest zusammengeschraubt. Die Säulen A, A und B, B sind unten mit einer Nuth versehen, in welche die Querbalken J, J mit ihren Zapfen eingeschoben sind. In dem mittlern und obern Querbalken J, J sind die gusseisernen Lager K in eingestemmten Vertiefungen befestigt, und in selbe die Hälse N der vierarmigen Kurbelwelle L eingelegt. Die oberen Querbalken J werden durch die Keile M auf die Hälse N so lange niedergedrückt oder zugezogen, bis diese darin weder schlottern noch eine zu starke Reibung verursachen, oder bis sie, wie man zu sagen pflegt, sich fleissig in den Lagern bewegen. Der unterste Klotz O, welcher ebenfalls von gesundem Eichenholz und in seinen Dimensionen der stärkste ist, ruht beiderseits auf dem Mauerwerke und ist an beiden Enden sowohl mit den Schwellen D, D, als auch mit den stehenden Säulen A, A durch 2 Schrauben fest verbunden.

In diesem Klotze O sind vier konische Durchlochungen angebracht, in welche eben so viele messingene Saugröhren P eingesetzt sind; an die letztern sind von unten vier hölzerne Saugröhren Q angesteckt und durch die Verkeilung mit denselben luftdicht verbunden. Die Röhren Q stehen unten auf einem eichenen Polster R und haben etwas höher viereckige Oeffnungen für das Ansaugen des Wassers; damit jedoch keine Unreinigkeiten eindringen, sind diese Oeffnungen mit Sieben von Kupferblech bedeckt.

Die viereckige Scheibe a a des messingenen Saugrohres P ist wie Fig. 7, Tab. 88 zeigt, in den Klotz O eingelassen; in diese Scheibe wurde eine kleine kreisförmige Vertiefung c c zur Aufnahme des Ventilkastens oder Kapsels S eingedreht. An diesen Kasten ist nämlich von aussen ein schwacher Ring c c angegossen, welcher in die genannte Vertiefung, nachdem selbe mit etwas Kitt bestrichen wurde, eingelassen wird. Jeder Kropfzylinder T T endigt sich unten ebenfalls mit einer viereckigen starken Platte, welche auf die Platte a a aufgelegt, und mittelst vier langer durch den Klotz O durchgezogener Schrauben fest verbunden ist; hiedurch werden auch die Ringe c c der Ventilkästen in ihrer Lage unverrückbar erhalten.

An die Kropfzylinder sind krumme Röhren U, Kröpfe oder Gurgelröhren genannt, angegossen; ihre Konstrukzion ist am deutlichsten aus Fig. 1 und 7, Tab. 88 zu ersehen. Sie endigen sich auf gleiche Art, wie die messingenen Saugröhren mit viereckigen Scheiben oder Platten v v, in welche die Kapseln W sammt den Abschlussventilen, wodurch das Wasser im Steigrohre abgesperrt wird, mittelst des angegossenen Ringes eingepasst sind. Die vier Kropfzylinder stehen wie Fig. 4, Tab. 87 zeigt, neben einander, und sind mit der horizontalen messingenen Röhre X durch die beschriebenen Gurgelröhren U und die darüber angeschraubten Aufsatzröhren, welche mit der Röhre X aus einem Stücke gegossen sind, in Verbindung gesetzt. An einem Ende der Röhre X ist der Hahn p zum Ablassen des Wassers angebracht, das andere Ende aber endigt sich mit einer viereckigen Platte, an welche die gusseiserne Steigröhre q, die von hier aus fortläuft, angeschraubt ist.

§. 223.

Die Kropfzylinder T T sind so geformt, wie der Durchschnitt Fig. 7, Tab. 88 zeigt; die Erweiterung an ihrem obern Ende innerhalb des Ringes y y dient zur Aufnahme der

Tab. 87. und 88.

Lederabschnitzeln, an welchen sich der bewegliche Kolbenzylinder reibt. Wird nämlich die Druckscheibe zz oder der bewegliche Deckel der Stopfbüchse mittelst der vier durchgehenden Schrauben an den Ring yy des Kropfzylinders angezogen, so werden die eingelegten Lederabschnitzeln durch die zwei gegen einander stehenden schiefen Flächen so lange niedergedrückt, bis ein genauer Schluss an den beweglichen Kolbenzylinder Y hervorgebracht wird. Dieser Zylinder ist zur Vermeidung eines übergrossen Gewichtes hohl gegossen, und unten mit einem Deckel verschlossen, damit kein Wasser durchdringe. An seinem obern Ende ist eine schmiedeiserne Leitstange Z, an welcher unten vier Pratzen angeschweisst sind, mittelst 4 Schrauben fest angemacht, und zur grösseren Sicherheit sind noch zwei eiserne Kloben an dem Obertheile des beweglichen Zylinders Y, wie man am besten aus Fig. 4, Tab. 87 sieht, angeschraubt.

Die senkrechte Bewegung der Kolbenstangen Z wird durch ein schmiedeisernes Gehänge bewirkt. Ober dem beweglichen Zylinder ist, wie Fig. 7, Tab. 88 zeigt, in der Kolbenstange eine runde Oeffnung b angebracht, an welche zu beiden Seiten Schienen oder Glieder e, e, Fig. 1, Tab. 88 und Fig. 4, Tab. 87 angelegt, der Bolzen durchgesteckt, und durch eine Schraubenmutter in seiner Lage erhalten wird. Die zwei Glieder e haben an ihrem obern Ende abermals runde Löcher, die von ihnen eingeschlossene Leitstange Z aber an demselben Orte ein in horizontaler Richtung ovales Loch. Zwischen die zwei Glieder e und die Leitstange greifen zwei eiserne runde Schienen o, o der *Charnier*-Platte d ein, welche an dem Druckbalken oder *Balancier* ff mit drei Schrauben befestigt ist, wie Fig. 1 und 8, Tab. 88 zeigt. Die Schienen o, o sind mit einer gleich grossen runden Oeffnung, wie die zwei Glieder e durchbohrt, und durch sämmtliche fünf Oeffnungen ein Bolzen durchgesteckt, der durch eine Schraubenmutter angezogen wird, wie man am besten aus Fig. 4, Tab. 87 sieht. Das vorgenannte Loch in der Kolbenstange ist, wie bemerkt wurde, in horizontaler Richtung oval, und zwar ist die Länge dieses Loches um 7 Linien grösser, als seine Höhe. Bei der Bewegung der Maschine beschreiben nämlich die Druckbalken ff mit den hieran befestigten *Charnier*-Platten, Kreisbögen, welche von dem vertikalen Gange der Kolbenstangen um 3½ Linien zu jeder Seite abweichen *). Soll also die Kolbenstange mittelst des Bolzens in der *Charnier*-Platte vertikal aufgezogen werden, so muss in der erstern eine ovale Oeffnung in obiger Grösse vorhanden seyn.

Die genaue lothrechte Bewegung jeder Kolbenstange wird aber noch dadurch bewirkt, dass selbe oben zwischen vier gusseisernen Frikzionsrollen g, g .... auf- und abgeht, welche letztere in acht Lagern laufen, die an der gusseisernen Platte hh, befestigt sind. Die Platte hh ist an der eichenen Zulage g′ mittelst 4 Schrauben befestigt. Der Querbalken E ist für den Durchgang der Kolbenstangen durchbohrt. Dass die Reibung bei der Bewegung der Kolbenstange an den Frikzionsrollen sehr unbedeutend sey, leuchtet von selbst ein; damit aber die 16 Rollen genau gestellt werden können, sind in der Gusseisenplatte hh, wie Fig. 2 zeigt, länglichte Oeffnungen zum Anschrauben der Lager vorhanden.

---

*) Die Hubshöhe des Kolbens beträgt 32 Zoll, wovon 16 Zoll über und 16 Zoll unter die horizontale Lage des Druckbalkens kommen; die Länge des letztern ist 20 Fuss.

Nun ist $\frac{16}{20.12} = \text{Sin}\,3^\circ 49^{\text{Min.}}$ demnach die grösste Abweichung von der vertikalen Richtung $= 20.12.12\,(1 - \text{Cos}\,3^\circ 49^{\text{Min.}}) = 6{,}4$ Linien, wofür oben 7 Linien angenommen wurden.

§. 224.

Tab. 87. und 88. In die Wasserradswelle V (Fig. 1. Tab. 87.) ist ein Plattzapfen eingepasst, und mit eisernen Reifen festgemacht, am Ende des Wellzapfens ist die Scheibe m m angegossen, welche zwei Vertiefungen n und zwei vorspringende Zähne r hat. Das Ende der gusseisernen vierarmigen Kurbel L ist gleichfalls mit einer solchen Scheibe versehen, so dass die Zähne der einen Scheibe in die Vertiefungen der andern eingreifen; hiedurch wird nun eine genaue Kuppelung bewirkt.

Die Verbindung der Zugstangen k mit den Druckbalken ff und den Kurbeln L ist auf folgende Weise bewerkstelligt. An dem oberen Theile jeder Zugstange k ist zu beiden Seiten eine Schmideisenschiene l (Fig. 1 und 8, Tab. 88) eingelassen, angeschraubt und oben mit einem starken durchgebohrten Ansatze versehen. In dem gusseisernen Lager u u, (Fig. 8) welches durch Geschirre oder Zangen s,s an die Druckbalken f f befestigt ist, ruht ein gut abgedrehter Bolzen, der an beiden Enden in schwächere Zapfen x abgesetzt ist. An diese Zapfen werden die Schienen l aufgesteckt, und dann Stifte vorgeschoben. Wie man aus Fig. 8 sieht, halten die Geschirre s, s das untere Bolzenlager u u mittelst zweier Riegel, welche durch die Schienen s, s durchgesteckt sind, und auf gleiche Art sind an der untern ausgeschnittenen Fläche der Druckbalken zwei Schienen angesteckt, die mit vier Schraubenmuttern angezogen werden. Nachdem der Lagerdeckel w w auf den Bolzen gelegt ist, werden wieder zwei Riegel auf die Schrauben der Schienen s, s aufgesteckt und dann mit den vier obern Schraubenmuttern diese Riegel, somit auch der Lagerdeckel w w an den runden Bolzen x so weit angezogen, dass derselbe sich gehörig bewegen kann.

Die vier Zugstangen k sind an ihrem untern Ende mit angeschraubten Umfassungsschienen t versehen, in welche gusseiserne Lager zu beiden Seiten des durchgehenden Kurbelzapfens, wie Fig. 1, Tab. 88 zu sehen ist, eingepasst sind. Um ein vollkommenes Schliessen der Lager an die Kurbel zu bewirken, ist unterhalb des untern Lagers ein eiserner Keil i gesteckt, welcher dann nach Bedarf eingetrieben, und um sein Zurückweichen zu sichern, mit einem Vorsteckstifte versehen wird. Reiben sich die Lager aus, oder nützen sich die Kurbelzapfen ab, so wird dieser Keil wieder angezogen, bis er jedesmal einen genauen Schluss bewirkt.

Durch die zwei Säulen C am hintern Ende der Maschine (Fig. 1, Tab. 88) ist eine schmiedeiserne runde Stange j durchgesteckt, um welche sich sämmtliche Druckbalken f f drehen. Die Lager dieser Stange sind auf ähnliche Art, wie Fig. 8 mit Stellschrauben so gesichert, dass keine Verrückung eintreten kann.

§. 225.

Das alte Wasserdruckwerk, welches auf den 2 Tafeln Nr. 87 und 88 mit dargestellt erscheint, hat ebenfalls sechs eichene Säulen a′, a′, b′, b′, c′, c′, die auf zwei Schwellen d′ d′ ruhen, und mit den Zulagen e′, f′, g′ und einem langen im Mauerwerke festliegenden Balken H verbunden sind. Die Querbalken h′, h′ worin die Kurbellager eingelassen sind, haben gleiche Konstrukzion, wie bei der neuen Maschine. Dagegen sind die untern Lager der Zugstangen i′, i′ . . . von hartem Holz und mit hölzernen Keilen angezogen, was eine beständige Reparatur veranlasst. Die obern Schienen der Zugstangen gehen unmittelbar über runde Bolzen. Tab. 87. und 88.

Die Kropfzylinder k′ . . . sind ebenfalls mit Saugröhren und einem gemeinschaftlichen Steigrohre verbunden; die Kolben bestehen, wie schon zu Anfange dieser Beschreibung bemerkt wurde, aus fünf bis sechs, zwischen zwei Metallplatten geschraubten Scheiben von Pfundleder. Die Kolbenstangen sind unmittelbar an die Druckbalken eingehangen.

Das Wasser, welches die Maschine bedarf, läuft Fig. 1, Tab. 87 in dem Kanale A′ zu, und Fig. 2 bei A′, wieder ab. In B′ befindet sich ein Ofen, welcher im Winter geheitzt wird, um das Zufrieren des Wassers zu verhindern.

§. 226.

Die Kosten der Umbauung dieses Wasserdruckwerkes waren nach der Angabe des Herrn Mechanikus *Boschek* folgende:

54 Zentner messingene Bestandtheile à 80 fl. pr. Zentner	4320 fl. C. M.
45 Zentner gusseiserne Bestandtheile, nämlich Kurbeln, Lager und Zapfen, als gewöhnlicher Guss zu 6 fl. 48 kr. pr. Zentner	306 „ „ „
21 Zentner schmiedeiserne Bestandtheile, nämlich Leitungsstangen, Glieder, *Charniere*, Bolzen und Schrauben, das Pfund zu 30 kr. . .	1050 „ „ „
Zusammen	5676 fl. C. M.

wobei aber die andern vorgekommenen Nebenauslagen noch nicht eingerechnet sind.

Die Anschaffung eines neuen Druckwerkes erscheint hiernach in der That nicht kostspielig, inzwischen werden die Auslagen noch bedeutend vermindert, wenn die Stiefel und andere Bestandtheile nicht von Messing, sondern wie in *England* von Gusseisen gemacht werden. Herr *Boschek* hat nach dieser Art im Jahre 1834 ein neues Wasserdruckwerk ganz von Gusseisen für die Stadt *Gitschin* in *Böhmen* erbaut. Zur Verhinderung des Rostes wurden die gusseisernen Bestandtheile im heissen Zustande mit einem guten Lacke überzogen. Der Preis dieses Druckwerkes, bei welchem die Kolbenzylinder 5 Zoll im Durchmesser haben, war 1455 fl. C. M. ohne dem hölzernen Gestelle.

Nach dem guten Erfolge des früher beschriebenen, im Jahre 1828 erbauten Druckwerkes sollen nun auch die anderen Druckwerke in *Prag* umgebaut werden. Der Kostenüberschlag für eines dieser Druckwerke mit 8 zölligen gusseisernen Zylindern wurde auf 1996 fl. C. M. berechnet, worunter jedoch die bereits vorhandenen Kurbeln und Zapfen nicht eingerechnet sind.

Bei diesen geringen Auslagen ist es wohl zu erwarten, dass noch andere Städte in meinem Vaterlande, denen solche hydraulische Werke fehlen, einem so unentbehrlichen Bedürfnisse, als das Wasser ist, abzuhelfen bemüht seyn werden.

§. 227.

Wir haben bereits Seite 297 das von Herrn v. *Reichenbach* im Jahre 1820 in Augsburg erbaute Wasserdruckwerk erwähnt. Dasselbe besteht aus vier messingenen 11 zölligen Zylindern, welche neben einander stehen, und von denen je 2 und 2 durch eine 5 zöllige Röhre mit einem Ventilkasten verbunden sind, in welchem sich wie bei dem Tab. 86 dargestellten *Schemnitzer* Kunstsatze 2 Saug- und 2 Druckventile befinden. An der untern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Saugröhre befestigt, Tab. 86.

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die
Fig. 7. Tab. 74. Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum **Aufzuge des Kolbens** eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $=a$, dessen Durchmesser $=d$ und Querschnittsfläche $=f$, der Durchmesser des Stiefels $=D$ und dessen Querschnittsfläche $=F$, die Länge des Steigrohres $=\lambda$, dessen Durchmesser $=\delta$ und Querschnittsfläche $=\varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $=H$, die Hubshöhe des Kolbens $=b$, die Zeit eines Hubes $=t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $=Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\,F(a+e+\frac{1}{2}b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu \,.\, H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a \,.\, F}{f}\left(1+\frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e+b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e+\frac{1}{2}b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e+\frac{1}{2}b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H-a$ annehmen, mit $(e+\frac{1}{2}b)\left(1+\frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q+\frac{Q\, b}{g \,.\, t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$=56{,}4\,F\left\{a+e+\tfrac{1}{2}b+\frac{\mu \,.\, H'}{D}+\frac{a \,.\, F}{f}\left(1+\frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}+(e+\tfrac{1}{2}b)\left(1+\frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}\right\}+Q+\frac{Q \,.\, b}{g \,.\, t^2}.$$

Bei dem **Niederdrücken** hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H-a-e-\frac{1}{2}b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu \,.\, H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\,\varphi \,.\, \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g \,.\, t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F \,.\, b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\,\varphi \,.\, x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\,\varphi \,.\, \lambda : g \,.\, t^2 = 56{,}4\,\varphi \,.\, x : \frac{F \,.\, b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x=\frac{\lambda \,.\, F \,.\, b}{\varphi \cdot g \,.\, t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x'=\frac{F^2 \,.\, b^2 \,.\, \lambda}{\varphi^2 \,.\, 4\, g \,.\, t^2 \,.\, 45\, \delta}$, demnach die Summe beider Höhen $=\frac{\lambda \,.\, F}{\varphi}\left(1+\frac{F \,.\, b}{\varphi \,.\, 180\, \delta}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden. Fig. 7. Tab. 74.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $= H$, die Hubshöhe des Kolbens $= b$, die Zeit eines Hubes $= t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $= Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\,F\,(a + e + \tfrac{1}{2}\,b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu\,.\,H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a\,.\,F}{f}\left(1 + \frac{F\,.\,b}{f\,.\,180\,d}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + \tfrac{1}{2}b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + \tfrac{1}{2}b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + \tfrac{1}{2}\,b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\,b}{g\,.\,t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\,F\left\{a + e + \tfrac{1}{2}b + \frac{\mu\,.\,H'}{D} + \frac{a\,.\,F}{f}\left(1 + \frac{F\,.\,b}{f\,.\,180\,d}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2} + (e + \tfrac{1}{2}b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}\right\} + Q + \frac{Q\,.\,b}{g\,.\,t^2}.$$

Bei dem Niederdrücken hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - \tfrac{1}{2}\,b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu\,.\,H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\,\varphi\,.\,\lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g\,.\,t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F\,.\,b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\,\varphi\,.\,x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\,\varphi\,.\,\lambda : g\,.\,t^2 = 56{,}4\,\varphi\,.\,x : \frac{F\,.\,b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda\,.\,F\,.\,b}{\varphi\,.\,g\,.\,t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2\,.\,b^2\,.\,\lambda}{\varphi^2\,.\,4\,g\,.\,t^2\,.\,45\,\delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda\,.\,F}{\varphi}\left(1 + \frac{F\,.\,b}{\varphi\,.\,180\,\delta}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Fig. 7. Tab. 74.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $= H$, die Hubshöhe des Kolbens $= b$, die Zeit eines Hubes $= t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $= Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\, F\,(a + e + \tfrac{1}{2} b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu . H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\, d}\right)\frac{b}{g . t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + \tfrac{1}{2} b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + \tfrac{1}{2} b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\, b}{g . t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\, F \left\{ a + e + \tfrac{1}{2} b + \frac{\mu . H'}{D} + \frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\, d}\right)\frac{b}{g . t^2} + (e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g . t^2} \right\} + Q + \frac{Q . b}{g . t^2}.$$

Bei dem Niederdrücken hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - \tfrac{1}{2} b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu . H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\, \varphi . \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g . t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F . b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\, \varphi . x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\, \varphi . \lambda : g . t^2 = 56{,}4\, \varphi . x : \frac{F . b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda . F . b}{\varphi . g . t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 . b^2 . \lambda}{\varphi^2 . 4\, g . t^2 . 45\, \delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda . F}{\varphi}\left(1 + \frac{F . b}{\varphi . 180\, \delta}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden. Fig. 7. Tab. 74.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $= H$, die Hubshöhe des Kolbens $= b$, die Zeit eines Hubes $= t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $= Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\, F (a + e + \tfrac{1}{2} b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu . H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\, d}\right)\frac{b}{g . t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + \tfrac{1}{2} b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + \tfrac{1}{2} b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q b}{g . t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\, F \left\{ a + e + \tfrac{1}{2} b + \frac{\mu . H'}{D} + \frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\, d}\right)\frac{b}{g . t^2} + (e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g . t^2} \right\} + Q + \frac{Q . b}{g . t^2}.$$

Bei dem Niederdrücken hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - \tfrac{1}{2} b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu . H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\, \varphi . \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g . t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F . b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\, \varphi . x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\, \varphi . \lambda : g . t^2 = 56{,}4\, \varphi . x : \frac{F . b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda . F . b}{\varphi . g . t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 . b^2 . \lambda}{\varphi^2 . 4 g . t^2 . 45\, \delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda . F}{\varphi}\left(1 + \frac{F . b}{\varphi . 180\, \delta}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die Fig. 7. Tab. 74. Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum **Aufzuge des Kolbens** eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $=$ a, dessen Durchmesser $=$ d und Querschnittsfläche $=$ f, der Durchmesser des Stiefels $=$ D und dessen Querschnittsfläche $=$ F, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $=$ H, die Hubshöhe des Kolbens $=$ b, die Zeit eines Hubes $=$ t und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $=$ Q.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\, F\,(a + e + \frac{1}{2} b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu . H'}{D}$, wo H′ die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\, d}\right)\frac{b}{g . t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + \frac{1}{2} b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + \frac{1}{2} b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + \frac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\, b}{g . t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\, F \left\{ a + e + \tfrac{1}{2} b + \frac{\mu . H'}{D} + \frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\, d}\right)\frac{b}{g . t^2} + (e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g . t^2} \right\} + Q + \frac{Q . b}{g . t^2}.$$

Bei dem **Niederdrücken** hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - \frac{1}{2} b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu . H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\, \varphi . \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g . t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F . b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\, \varphi . x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\, \varphi . \lambda : g . t^2 = 56{,}4\, \varphi . x : \frac{F . b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda . F . b}{\varphi . g . t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 . b^2 . \lambda}{\varphi^2 . 4\, g . t^2 . 45\, \delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda . F}{\varphi}\left(1 + \frac{F . b}{\varphi . 180\, \delta}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die
Fig. 7. Tab. 74. Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $= H$, die Hubshöhe des Kolbens $= b$, die Zeit eines Hubes $= t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $= Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\,F(a + e + \tfrac{1}{2}b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu . H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\,d}\right)\frac{b}{g . t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + \tfrac{1}{2}b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + \tfrac{1}{2}b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + \tfrac{1}{2}b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\,b}{g . t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\,F\left\{a + e + \tfrac{1}{2}b + \frac{\mu . H'}{D} + \frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\,d}\right)\frac{b}{g . t^2} + (e + \tfrac{1}{2}b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g . t^2}\right\} + Q + \frac{Q . b}{g . t^2}.$$

Bei dem Niederdrücken hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - \tfrac{1}{2}b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu . H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\,\varphi . \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g . t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F . b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\,\varphi . x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\,\varphi . \lambda : g . t^2 = 56{,}4\,\varphi . x : \frac{F . b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda . F . b}{\varphi \cdot g . t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 . b^2 . \lambda}{\varphi^2 . 4\,g . t^2 . 45\,\delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda . F}{\varphi}\left(1 + \frac{F . b}{\varphi . 180\,\delta}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Fig. 7. Tab. 74.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum **Aufzuge des Kolbens** eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $= H$, die Hubshöhe des Kolbens $= b$, die Zeit eines Hubes $= t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $= Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\, F\,(a + e + \tfrac{1}{2} b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu \cdot H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a \cdot F}{f}\left(1 + \frac{F \cdot b}{f \cdot 180\, d}\right)\frac{b}{g \cdot t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + \tfrac{1}{2} b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + \tfrac{1}{2} b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \cdot t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\, b}{g \cdot t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\, F \left\{ a + e + \tfrac{1}{2} b + \frac{\mu \cdot H'}{D} + \frac{a \cdot F}{f}\left(1 + \frac{F \cdot b}{f \cdot 180\, d}\right)\frac{b}{g \cdot t^2} + (e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \cdot t^2} \right\} + Q + \frac{Q \cdot b}{g \cdot t^2}.$$

Bei dem **Niederdrücken** hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - \tfrac{1}{2} b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu \cdot H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\, \varphi \cdot \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g \cdot t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F \cdot b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\, \varphi \cdot x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\, \varphi \cdot \lambda : g \cdot t^2 = 56{,}4\, \varphi \cdot x : \frac{F \cdot b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda \cdot F \cdot b}{\varphi \cdot g \cdot t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 \cdot b^2 \cdot \lambda}{\varphi^2 \cdot 4 g \cdot t^2 \cdot 45\, \delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda \cdot F}{\varphi}\left(1 + \frac{F \cdot b}{\varphi \cdot 180\, \delta}\right)\frac{b}{g \cdot t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Fig. 7. Tab. 74.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $= H$, die Hubshöhe des Kolbens $= b$, die Zeit eines Hubes $= t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $= Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\, F\,(a + e + {}^1\!/_2\, b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu \,.\, H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a \,.\, F}{f}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + {}^1\!/_2\, b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + {}^1\!/_2\, b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + {}^1\!/_2\, b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\, b}{g \,.\, t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\, F \left\{ a + e + {}^1\!/_2\, b + \frac{\mu \,.\, H'}{D} + \frac{a \,.\, F}{f}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} + (e + {}^1\!/_2\, b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} \right\} + Q + \frac{Q \,.\, b}{g \,.\, t^2}.$$

Bei dem Niederdrücken hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - {}^1\!/_2\, b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu \,.\, H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\, \varphi \,.\, \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g \,.\, t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F \,.\, b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\, \varphi \,.\, x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\, \varphi \,.\, \lambda : g \,.\, t^2 = 56{,}4\, \varphi \,.\, x : \frac{F \,.\, b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda \,.\, F \,.\, b}{\varphi \cdot g \,.\, t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 \,.\, b^2 \,.\, \lambda}{\varphi^2 \,.\, 4\, g \,.\, t^2 \,.\, 45\, \delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda \,.\, F}{\varphi}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{\varphi \,.\, 180\, \delta}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die
Fig. 7. Tab. 74. Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $= H$, die Hubshöhe des Kolbens $= b$, die Zeit eines Hubes $= t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $= Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\, F\,(a + e + \tfrac{1}{2} b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu \,.\, H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a \,.\, F}{f}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + \tfrac{1}{2} b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + \tfrac{1}{2} b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\, b}{g \,.\, t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\, F \left\{ a + e + \tfrac{1}{2} b + \frac{\mu \,.\, H'}{D} + \frac{a \,.\, F}{f}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} + (e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} \right\} + Q + \frac{Q \,.\, b}{g \,.\, t^2}.$$

Bei dem Niederdrücken hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - \tfrac{1}{2} b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu \,.\, H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\, \varphi \,.\, \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g \,.\, t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F \,.\, b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\, \varphi \,.\, x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\, \varphi \,.\, \lambda : g \,.\, t^2 = 56{,}4\, \varphi \,.\, x : \frac{F \,.\, b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda \,.\, F \,.\, b}{\varphi \cdot g \,.\, t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 \,.\, b^2 \,.\, \lambda}{\varphi^2 \,.\, 4 g \,.\, t^2 \,.\, 45\, \delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda \,.\, F}{\varphi}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{\varphi \,.\, 180\, \delta}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach'*schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Fig. 7. Tab. 74.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $=$ a, dessen Durchmesser $=$ d und Querschnittsfläche $=$ f, der Durchmesser des Stiefels $=$ D und dessen Querschnittsfläche $=$ F, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $=$ H, die Hubshöhe des Kolbens $=$ b, die Zeit eines Hubes $=$ t und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $=$ Q.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\,F\,(a + e + {}^1\!/_2\,b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu . H'}{D}$, wo H′ die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\,d}\right)\frac{b}{g . t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + {}^1\!/_2\,b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + {}^1\!/_2\,b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + {}^1\!/_2\,b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\,b}{g . t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\,F\left\{a + e + {}^1\!/_2\,b + \frac{\mu . H'}{D} + \frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\,d}\right)\frac{b}{g . t^2} + (e + {}^1\!/_2\,b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g . t^2}\right\} + Q + \frac{Q . b}{g . t^2}.$$

Bei dem Niederdrücken hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - {}^1\!/_2\,b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu . H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\,\varphi . \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g . t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F . b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\,\varphi . x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\,\varphi . \lambda : g . t^2 = 56{,}4\,\varphi . x : \frac{F . b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda . F . b}{\varphi . g . t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 . b^2 . \lambda}{\varphi^2 . 4\,g . t^2 . 45\,\delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda . F}{\varphi}\left(1 + \frac{F . b}{\varphi . 180\,\delta}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die Fig. 7. Tab. 74. Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum Aufzuge des Kolbens eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $= H$, die Hubshöhe des Kolbens $= b$, die Zeit eines Hubes $= t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $= Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\,F(a + e + \tfrac{1}{2}b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu . H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\, d}\right)\frac{b}{g . t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + \tfrac{1}{2}b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + \tfrac{1}{2}b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + \tfrac{1}{2}b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\, b}{g . t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\,F\left\{a + e + \tfrac{1}{2}b + \frac{\mu . H'}{D} + \frac{a . F}{f}\left(1 + \frac{F . b}{f . 180\, d}\right)\frac{b}{g . t^2} + (e + \tfrac{1}{2}b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g . t^2}\right\} + Q + \frac{Q . b}{g . t^2}.$$

Bei dem Niederdrücken hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - \tfrac{1}{2}b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu . H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\,\varphi . \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g . t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F . b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\,\varphi . x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\,\varphi . \lambda : g . t^2 = 56{,}4\,\varphi . x : \frac{F . b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda . F . b}{\varphi \cdot g . t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 . b^2 . \lambda}{\varphi^2 . 4 g . t^2 . 45\, \delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda . F}{\varphi}\left(1 + \frac{F . b}{\varphi . 180\, \delta}\right)\frac{b}{g . t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft

an welcher im Wasserbehälter kupferne Seiger angebracht sind. An der obern Fläche jedes Ventilkastens ist eine 5 zöllige Röhre zur Fortleitung des gehobenen Wassers angebracht; beide Röhren der 2 Ventilkästen vereinigen sich aber mit dem gemeinschaftlichen Steigrohre von 7 Zoll Weite im Lichten. Mittelst des letztern wird das Wasser auf eine senkrechte Höhe von 100 Fuss in einen Behälter von 6 Fuss Länge, Breite und Höhe gefördert. Das Spiel der Ventile ist dasselbe wie bei der *Schemnitzer* Maschine, nur sind bei der letztern die rechtwinkeligen Biegungen im Ventilkasten vermieden worden, wodurch bei der *Reichenbach*'schen Maschine für den Lauf des Wassers allerdings einige Widerstände entstehen.

Die Kolbenstangen je zweier Zylinder sind an den Enden eines 11,5 Zentner schweren eisernen Druckhebels befestigt; ein dritter schiefliegender Arm dieses Druckhebels ist mit einer Zugstange verbunden. Beide Zugstangen der 2 Druckhebel werden durch die geschmiedete eiserne Kurbel an der Wasserradswelle bewegt; die Kurbel hat eine Steigung oder Hub von 15 Zoll. Der Körper des Kolbens ist von Messing, hat aber oben eine Vertiefung und in der Mitte der letztern eine halbkugelförmige Oeffnung. In dieser Oeffnung ruht das kugelförmig abgedrehte Ende der Kolbenstange, und ist darin auf ähnliche Art, wie die Nuss bei einem Messtische befestigt. Die gehörige Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Gabel am Ende der Druckhebel bewirkt, der Kolbenhub beträgt 29 Zoll.

Die Zapfen der Druckhebel und des Wasserrades bewegen sich in messingenen Anwellen, welche in Anwellblöcken von Gusseisen ruhen. Die letztern sind auf grosse Steinblöcke aufgeschraubt. Das Radgerinne ist von Stein, das Wasserrad von Eisen mit 24 hölzernen Schaufeln, die mit Schrauben an dem Rade befestigt sind. Der Durchmesser des Wasserrades beträgt 14 Fuss, seine Breite 6½ Fuss. Der Wellbaum ist hohl und besteht aus 7 Stücken von Gusseisen, nämlich aus 2 Endstücken, worin die Zapfen befestigt sind, aus 2 mittlern zylindrischen Stücken, und aus 3 sternförmigen Stücken, in welchen die Fig. 7. Tab. 74. Arme auf ähnliche Art wie Fig. 7, Tab. 74 festgemacht sind. Diese Theile sind mit einander durch Schrauben gehörig verbunden.

Die hohlen Endstücke der Welle, worin die Zapfen befestigt sind, haben zu beiden Seiten einen Boden mit viereckigen Löchern. Der Zapfen, an welchem ein Ansatz sich befindet, wurde durch diese Löcher und mit dem Ansatze bis an den innern Boden des Wellstückes gesteckt, das durchgehende Ende des Zapfens aber dann mittelst eines eisernen Keiles angezogen, der in die Oeffnung am Ende des Zapfens eingetrieben wurde. Das Wasserrad macht in einer Minute 10½ Umgänge und steht in einem Kropfgerinne, welchem das Wasser in einem hölzernen Fluther über den Lechkanal zugeführt wird. Das Wasser, welches aber die Maschine fördert, ist reines Quell- oder Trinkwasser, welches in Röhren unter dem Wasserbette des Stadtgrabens bis zu dem Behälter, worin die Saugröhren stehen, geleitet ist. Die 7zöllige Steigröhre läuft zuerst über einen Berg, dessen senkrechte Höhe 34 Fuss beträgt und steigt dann senkrecht in dem Thurme 66 Fuss bis zum Behälter. Aus dem letztern fällt es wieder in einem 7zölligen Abfallrohr herab, und theilt sich nicht weit davon entfernt mittelst zweier Röhren in 2 Aeste; an jeder dieser Röhren ist ein grosser Hahn angebracht. Die Maschine liefert beiläufig 1500 Maass Wasser in einer Minute oder 1500 bairische Eimer in einer Stunde.

§. 228.

Die Kraft, welche zum **Aufzuge des Kolbens** eines Saug- und Druckwerkes erfordert wird, lässt sich nach den bisher vorgetragenen Grundsätzen ohne Anstand berechnen. Es sey die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittsfläche $= \varphi$, ferner der senkrechte Höhenunterschied vom Wasserspiegel im Sumpfe oder Flusse bis zum Ausflusse im Steigrohre $= H$, die Hubshöhe des Kolbens $= b$, die Zeit eines Hubes $= t$ und das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange und der aufgelegten Beschwerung $= Q$.

Da der atmosphärische Druck auf den Kolben sich von beiden Seiten aufhebt, so wird zu seinem Aufzuge, wenn die Maschine bereits im vollen Gange ist, die hydrostatische Kraft $56{,}4\, F\,(a + e + \tfrac{1}{2} b)$ erfordert, wo nämlich, wie in den frühern Rechnungen der Kolben auf die halbe Höhe aufgezogen betrachtet wird. Die Reibung am Kolben fordert die weitere Druckhöhe $\frac{\mu \,.\, H'}{D}$, wo H' die Wasserhöhe bezeichnet, welcher die Spannung der Liederung bei dem Aufzuge des Kolbens entspricht. Zur Bewegung des Wassers im Saugrohre und Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden desselben wird nach Seite 284 die Druckhöhe $\frac{a \,.\, F}{f}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$ benöthigt. Im Kolbenrohre befindet sich kein Wasser ober dem Kolben; unter demselben ist aber zu Anfange der Bewegung die Höhe e und am Ende derselben $e + b$, folglich im Mittel eine Wassersäule von der Höhe $e + \tfrac{1}{2} b$ in Bewegung zu setzen. Die hiezu für die Kraft erforderliche Druckhöhe ergibt sich gleichfalls nach Seite 284, wenn wir $e + \tfrac{1}{2} b$ statt dem in der dortigen Rechnung vorkommenden $H - a$ annehmen, mit $(e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$. Endlich muss die Kraft dem Gewichte Q das Gleichgewicht halten und es in Bewegung setzen, wozu $Q + \frac{Q\, b}{g \,.\, t^2}$ erfordert wird. Die ganze Kraft bei dem Aufzuge des Kolbens ist daher

$$= 56{,}4\, F \left\{a + e + \tfrac{1}{2} b + \frac{\mu \,.\, H'}{D} + \frac{a \,.\, F}{f}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} + (e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}\right\} + Q + \frac{Q \,.\, b}{g \,.\, t^2}.$$

Bei dem **Niederdrücken** hat die Kraft der hydrostatischen Höhe $H - a - e - \tfrac{1}{2} b$ das Gleichgewicht zu halten, dann die Kolbenreibung zu überwältigen, wozu die Druckhöhe $\frac{\mu \,.\, H''}{D}$ erfordert wird, dann die Bewegung des Wassers im Kolben- und Steigrohre zu bewirken und die hiebei eintretenden Widerstände zu überwältigen. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $56{,}4\, \varphi \,.\, \lambda$; dieses Gewicht durch sich selbst bewegt, würde in der Zeit t den Raum $g \,.\, t^2$ zurücklegen, nun beschreibt es während dem Niedergange des Kolbens den Raum $\frac{F \,.\, b}{\varphi}$, welche Kraft $56{,}4\, \varphi \,.\, x$ wird hiezu erfordert, oder $56{,}4\, \varphi \,.\, \lambda : g \,.\, t^2 = 56{,}4\, \varphi \,.\, x : \frac{F \,.\, b}{\varphi}$. Hieraus folgt $x = \frac{\lambda \,.\, F \,.\, b}{\varphi \cdot g \,.\, t^2}$; eben so ist die Höhe zur Ueberwältigung der Widerstände im Steigrohre $x' = \frac{F^2 \,.\, b^2 \,.\, \lambda}{\varphi^2 \,.\, 4\, g \,.\, t^2 \,.\, 45\, \delta}$, demnach die Summe beider Höhen $= \frac{\lambda \,.\, F}{\varphi}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{\varphi \,.\, 180\, \delta}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2}$. Diese Höhen sind zwar als im Steigrohre, dessen Querschnitt φ ist, wirkend anzusehen, allein in Bezug auf die auszuübende Kraft müssen selbe mit der Querschnittsfläche F des Kolbens multiplizirt werden, wie wir schon Seite 284 erklärt haben. Das Gewicht Q kommt bei dem Herabdrücken des Kolbens der Kraft zu Hülfe, zu seiner Bewegung wird aber der Kraftaufwand $\frac{Q \,.\, b}{g \,.\, t^2}$ erfordert. Die Anordnung des Ventiles im Steigrohre geschieht gewöhnlich so, dass die Durchflussöffnung im Ventile eben so gross als die Querschnittsfläche der Steigröhre ist, wie es schon aus Fig. 25, Tab. 43 ersichtlich ist. Es wird also für die Bewegung des Wassers durch die Ventilöffnung kein besonderer Kraftaufwand erfordert. Demnach ist die ganze Kraft zum Herabdrücken des Kolbens bei einem vereinigten Saug- und Druckwerke

$$= 56{,}4\, F \Big\{ H - a - e - \tfrac{1}{2} b + \frac{\mu \,.\, H''}{D} + (e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} + \frac{\lambda \,.\, F}{\varphi}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{\varphi \,.\, 180\, \delta}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} \Big\} - Q + \frac{Q \,.\, b}{g \,.\, t^2}.$$

Die halbe Summe aus beiden Ausdrücken gibt die **mittlere Kraft**, welche sowohl bei dem Aufzuge, als bei dem Herabdrücken des Kolbens erfordert wird,

$$= 56{,}4\, F \Big\{ \frac{H}{2} + \mu\left(\frac{H' + H''}{2\, D}\right) + \frac{a \,.\, F}{2 f}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} + (e + \tfrac{1}{2} b)\left(1 + \frac{b}{180\, D}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} + \frac{\lambda \,.\, F}{2 \varphi}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{\varphi \,.\, 180\, \delta}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} \Big\} + \frac{Q \,.\, b}{g \,.\, t^2}.$$

Die Kraft wodurch das Druckwerk betrieben wird, arbeitet gleichförmig fort, es muss also auch der zu überwältigende Widerstand bei dem Ansaugen eben so gross als bei dem Herabdrücken seyn. Hieraus ergibt sich die Grösse des **Zulagsgewichtes**, wodurch der gleichförmige Gang der Maschine bewirkt wird, wenn wir den ersten Ausdruck von dem zweiten abziehen

$$Q = 56{,}4\, F \Big\{ \frac{H - 2a - 2e - b}{2} + \mu\left(\frac{H'' - H'}{2\, D}\right) + \frac{\lambda \,.\, F}{2 \varphi}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{\varphi \,.\, 180\, \delta}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} - \frac{a \,.\, F}{2 f}\left(1 + \frac{F \,.\, b}{f \,.\, 180\, d}\right)\frac{b}{g \,.\, t^2} \Big\}.$$

Diese Gleichung zeigt uns, wie schon §. 94 im II. Bande erinnert wurde, dass das Zulagsgewicht nicht immer gleich bleibt. Steht nämlich das Druckwerk an einem Flusse, dessen Wasserspiegel veränderlich ist, so wird a bald grösser, bald kleiner, demnach muss auch Q vermindert oder vermehrt werden.

§. 229.

Beispiel. Zur bessern Uebersicht der Widerstände, welche bei der Bewegung eines vereinigten Saug- und Druckwerkes eintreten, wollen wir die Kraft für den Aufzug und Niedergang des Kolbens ohne Rücksicht auf das Gegengewicht bei einer solchen Maschine berechnen, womit das Wasser auf einen $H = 25$ Klafter $= 150$ Fuss hohen Berg getrieben wird. Die Länge der Röhrenleitung sey achtmal so gross als ihre Höhe, oder $\lambda = 1200$ Fuss. Der Durchmesser des Kolbenrohres sey $D = 9$ Zoll, jener des Saugrohres $d = 6$ Zoll und des Steigrohres $\delta = 3$ Zoll. Wird der Kolben durch eine 15zöllige Kurbel gehoben, so ist $b = 30$ Zoll. Die Höhe des Saugrohres sey $l = 8$ Fuss und seine Höhe ober dem Wasser $a = 6$ Fuss, der schädliche Raum $e = 3$ Zoll. Die Zeit eines Hubes sey $t = 5^{Sec.}$, der Koeffizient der Kolbenreibung $\mu = 0{,}06$ und die Spannung der Liederung von der Art, dass sie im Hinauf- und Herabgehen einer Wassersäule von $H' = H'' = 150 - 6 = 144$ Fuss entspricht.

Werden diese Werthe in die im vorigen §. gefundenen Formeln substituirt, so erhalten wir die Kraft, welche bei dem **Aufzuge des Kolbens** unmittelbar an der Kolbenstange angewendet werden muss, wobei also das Gegengewicht noch nicht berücksichtigt ist,

$$=56{,}4 \cdot \frac{11.9}{14.16}\left\{6+\frac{1}{4}+\frac{5}{4}+\frac{0{,}06.144.4}{3}+\frac{6.9}{4}\left(1+\frac{9.2{,}5.2}{4.180}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5.25}+\left(\frac{1+5}{4}\right)\left(1+\frac{2{,}5.4}{180.3}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5.25}\right\}$$

$=56{,}4 \,.\, 0{,}442\,(7{,}500+11{,}520+0{,}093+0{,}010)=56{,}4 \,.\, 0{,}442 \,.\, 19{,}123=477$ ℔. Die Kraft für das Herabdrücken des Kolbens ergibt sich aus der aufgestellten elementaren Gleichung

$$=56{,}4 \,.\, 0{,}442\left\{150-6-\frac{1}{4}-\frac{5}{4}+\frac{0{,}06 \,.\, 144.4}{3}+\left(\frac{1+5}{4}\right)\left(1+\frac{2{,}5 \,.\, 4}{180 \,.\, 3}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5 \,.\, 25}\right.$$
$$\left.+1200 \,.\, 9\left(1+\frac{9 \,.\, 2{,}5.4}{180}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5 \,.\, 25}\right\}$$

$=56{,}4 \,.\, 0{,}442\,(142{,}500+11{,}520+0{,}010+104{,}516)=56{,}4 \,.\, 0{,}442 \,.\, 258{,}546=6445$ ℔. Die Grösse des Zulagsgewichtes zur Bewirkung einer gleichförmigen Bewegung ergibt sich in unserm Falle nach der aufgestellten elementaren Gleichung

$$Q=56{,}4 \,.\, 0{,}442\left\{\frac{150-12-0{,}5-2{,}5}{2}+\frac{1200 \,.\, 9}{2}\left(1+\frac{9 \,.\, 2{,}5.4}{180}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5 \,.\, 25}-\frac{6 \,.\, 9}{2 \,.\, 4}\left(1+\frac{9.2{,}5.2}{4.180}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5.25}\right\}$$

$=56{,}4 \,.\, 0{,}442\,(67{,}500+52{,}258-0{,}046)=56{,}4 \,.\, 0{,}442 \,.\, 119{,}804=2987$ ℔. Wird dieser Werth von Q in den Seite 306 aufgestellten elementaren Ausdruck für die mittlere Kraft zum Betriebe des Saug- und Druckwerkes substituirt, so erhalten wir diese Kraft $=56{,}4 \,.\, 0{,}442\,(75+11{,}520+0{,}046+0{,}010+52{,}258)+19=3480$ ℔. Oben hatten wir die Kraft für den Aufzug $=477$ ℔ und für den Niedergang des Kolbens $=6445$ ℔, demnach das Mittel von beiden $=3461$ ℔, wozu 19 ℔ für die Bewegung des Zulagsgewichtes addirt, wieder 3480 ℔ geben.

§. 230.

Die vorstehende Rechnung zeigt uns, dass die Reibung des Kolbens ebenfalls, wie es auch schon bei Saugwerken der Fall war, einen bedeutenden Widerstand verursacht. In dieser Hinsicht sollen die Kolbenröhren immer gut ausgebohrt und möglichst glatt seyn, dann die Kolbenliederung nur jene Spannung haben, welche das genaue Abschliessen des Wassers fordert. Die Liederung nach *Bramah'scher* Art verursacht zwar bei dem Aufziehen und Herabgehen des Kolbens eine beinahe gleiche Reibung, allein man kann durch Anziehen der obern Schrauben gerade nur immer jene Spannung bewirken, welche der gehörige Abschluss des Wassers fordert. Andere Kolben, welche entweder aus mehreren übereinander gelegten Lederscheiben bestehen, oder wobei der Kolbenstock mit Hanf umwickelt wird, verursachen anfangs eine sehr grosse Reibung und Abnützung des Kolbenrohrs, nach einiger Zeit werden sie aber wasserlässig; in welcher Rücksicht die *Bramah'sche* Liederung allerdings den Vorzug verdient.

Nebst der Kolbenreibung ist in unserm Beispiel vorzüglich der Widerstand, welchen die Bewegung des Wassers im Steigrohre verursacht, von Bedeutung, indem derselbe bei dem Herabdrücken des Kolbens die hydrostatische Höhe von 142,5 Fuss um 104,516 Fuss vermehrt. Diess rührt vorzüglich von dem Durchmesser δ des Steigrohres und auch von dessen Länge λ her. Da nämlich $\frac{F}{\varphi}=\frac{D^2}{\delta^2}$, so ist der Widerstand des Wassers im Steigrohre $\frac{\lambda.F}{\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi.180\,\delta}\right)\frac{b}{g.t^2}=\lambda\left(\frac{D^2}{\delta^2}+\frac{D^4.\,b}{180\,\delta^5}\right)\frac{b}{g.t^2}$, er hängt daher von der Länge λ, dann von der zweiten und fünften Potenz von δ ab. Wäre $\delta=4{,}5$ Zoll, so würde dieser Widerstand nur die Höhe von $1200\left(4+\frac{16.2{,}5.12}{180.4{,}5}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5.25}=35{,}556$ Fuss; und wäre $\delta=6$ Zoll, so würde die Widerstandshöhe nur $1200\left(\frac{9}{4}+\frac{81\,.\,2{,}_{5}\,.\,2}{16\,.\,180}\right)\frac{2{,}_{5}}{15{,}_{5}\,.\,25}=18{,}_{508}$ Fuss statt der für $\delta=3$ Zoll gefundenen Höhe von $104{,}_{516}$ Fuss betragen. Hieraus sieht man, wie wesentlich es sey, den Durchmesser des Steigrohres so gross als möglich anzunehmen. Gewöhnlich werden drei oder vier neben einander stehende vereinigte Saug- und Druckwerke durch eine Kraft z. B. ein Wasserrad, mittelst einer drei oder vierarmigen Kurbel in Betrieb gesetzt, und das von ihnen gehobene Wasser durch eine gemeinschaftliche Steigröhre in den Behälter geführt; der Durchmesser dieser Röhre pflegt gewöhnlich ziemlich gross zu seyn.

Fig. 1. Tab. 87. Bei manchen Druckwerken, wie z. B. bei dem Fig. 1, Tab. 87 dargestellten Prager Neumühlen Druckwerke sind zwei Steigröhren vorhanden. Wollte man in unserm Beispiele eine gleiche Einrichtung machen und statt einer Steigröhre von 6 Zoll Durchmesser zwei solche Röhren von $6\sqrt{{}^{1}/_{2}}=4{,}_{24}$ Zoll Durchmesser annehmen, so werden zwar die Querschnittsflächen der zwei engern Röhren zusammengenommen eben so gross, als die Querschnittsfläche der weitern Röhre seyn, allein die Widerstandshöhe beträgt nun für eine engere Röhre $1200\left(\frac{9}{2}+\frac{81\,.\,2{,}_{5}\,.\,12}{4\,.\,180\,.\,4{,}_{24}}\right)\frac{2{,}_{5}}{15{,}_{5}\,.\,25}=41{,}_{001}$ Fuss, demnach für beide Röhren $82{,}_{002}$ Fuss, also 4mal mehr als die oben für eine 6 zöllige Röhre gefundenen $18{,}_{508}$ Fuss. Die Unzweckmässigkeit einer solchen Anlage ist daher leicht zu beurtheilen.

Die andern Widerstände, welche bei dem Aufzuge und Niederdrücken des Kolbens eintreten, sind wie die vorstehende Rechnung zeigt, so unbedeutend, dass sie füglich vernachlässigt werden können. Aus dieser Ursache haben wir bereits jene Widerstände, welche aus den Biegungen der Röhren, dann bei dem Durchgange des Wassers in den Ventilöffnungen entstehen, vernachlässigt.

Uebrigens ist hier die Länge λ des Steigrohres achtmal so gross, als die Steighöhe H angenommen worden. Bei Wasserthürmen beträgt λ gewöhnlich nur $1^{1}/_{2}$ bis 2mal so viel als H, es wird also der Widerstand auch in diesem Verhältnisse vermindert.

§. 231.

Die bisherigen Berechnungen sind nur auf elementare Weise geführt. Mit Hilfe der höhern Analysis *) lassen sich dieselben auf gleiche Art durchführen, wie wir es bereits

---

*) Die wirksame Druckhöhe, die für die Beschleunigung des Wassers im Saugrohre übrig bleibt, ergibt sich auf gleiche Art wie §. 215 $=\frac{K-Q}{56{,}_{4}F}-(a+e)-\frac{\mu\,.\,H'}{D}-\frac{v^{2}}{4g}\left(1+\frac{l}{45\,d}\right)$, wo l die ganze Länge des Saugrohres bezeichnet. Wir haben also für das Ansaugen die Proporzion $l:\frac{2g\,.\,ds}{w}=\frac{K-Q}{56{,}_{4}F}-(a+e)-\frac{\mu\,.\,H'}{D}-\frac{v^{2}}{4g}\left(1+\frac{l}{45\,d}\right):\frac{F\,.\,dw}{f}$. Hieraus folgt $\frac{K-Q}{56{,}_{4}F}-(a+e)-\frac{\mu\,.\,H'}{D}=\frac{l\,.\,F}{f}\cdot\frac{du}{ds}+\frac{F^{2}}{f^{2}}\left(1+\frac{l}{45\,d}\right)u$ (I). Auf gleiche Art erhalten wir für das Herabdrücken des Kolbens die wirksame Druckhöhe zur Beschleunigung des Wassers im Steigrohre $\frac{K+Q}{56{,}_{4}F}-(H-a-e)-\frac{\mu\,.\,H''}{D}-\frac{v^{2}}{4g}\left(1+\frac{\lambda}{45\,\delta}\right)$. Diess gibt nun wieder die Proporzion: $\lambda:\frac{2g\,.\,ds}{w}=\frac{K+Q}{56{,}_{4}F}-(H-a-e)-\frac{\mu\,.\,H''}{D}-\frac{v^{2}}{4g}\left(1+\frac{\lambda}{45\,\delta}\right):\frac{F}{\varphi}\cdot dw$ und $\frac{K+Q}{56{,}_{4}F}-(H-a-e)-\frac{\mu\,.\,H''}{D}=\frac{\lambda\,.\,F}{\varphi}\cdot\frac{du}{ds}+\frac{F^{2}}{\varphi^{2}}\left(1+\frac{\lambda}{45\,\delta}\right)u$ (II). Werden beide Gleichungen

§. 215 bei der Berechnung der Kraft für den Aufzug des Kolbens bei einem Saugwerke gethan haben.

Zur Berechnung der mittlern Kraft, welche sowohl beim Aufzuge als Niedergange des Kolbens erfordert wird, haben wir die Koeffizienten $m = \frac{8.9}{4} + 1200.9 = 10818$, und $n = \frac{81}{16}\left(1 + \frac{8.2}{45}\right) + 81\left(1 + \frac{1200.4}{45}\right) = \frac{698229}{80}$, folglich $\frac{m}{n} = \frac{96160}{77581}$ und $\frac{b.n}{m} = \frac{387905}{192320}$. Hieraus folgt nun die mittlere Kraft $K = 56{,}4 \,.\, 0{,}442\,(75{,}000 + 11{,}520 + 48{,}056) = 56{,}4 \,.\, 0{,}442 \,.\, 134{,}575 = 3355$ ℔. Dagegen fanden wir nach der elementaren Rechnung 3480 ℔, oder um 125 ℔ mehr. Da diess nur den dreissigsten Theil beträgt, so zeigt sich der Unterschied allerdings so unbedeutend, dass man nach einer oder der andern Formel rechnen kann. Noch geringer wird der Unterschied in dem Zulagsgewichte. Wir haben nämlich für dessen Bestimmung die Koeffizienten $m' = 1200.9 - \frac{8.9}{4} = 10782$ und $n' = 81\left(1 + \frac{1200.4}{45}\right) - \frac{81}{16}\left(1 + \frac{8.2}{45}\right) = \frac{697131}{80}$, folglich $\frac{m'}{n'} = \frac{95840}{77459}$ und $\frac{b.n'}{m'} = \frac{387295}{191680}$. Hiernach ergibt sich nun das Zulagsgewicht $Q = 56{,}4 \,.\, 0{,}442\,(75 - 6 - \tfrac{1}{4} + 47{,}920) = 56{,}4 \,.\, 0{,}442 \,.\, 116{,}670 = 2908$ ℔, wogegen nach der elementaren Rechnung 2987 ℔ folgten.

§. 232.

Ist die mittlere Kraft, welche der Aufzug und das Niederdrücken einer Kolbenstange erfordert, bekannt, so lässt sich auch die vollständige Gleichung zwischen

---

addirt, so folgt, wenn die Kraft beim Aufzuge und Niedergange gleich genommen wird

$$\frac{2K}{56{,}4\,F} - H - \mu\left(\frac{H' + H''}{D}\right) = \frac{du}{ds}\left(\frac{l.F}{f} + \frac{\lambda.F}{\varphi}\right) + u\left\{\frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{l}{45\,d}\right) + \frac{F^2}{\varphi^2}\left(1 + \frac{\lambda}{45\,\delta}\right)\right\} \text{ (III).}$$

Werden aber obige zwei Gleichungen von einander abgezogen, so ist

$$\frac{2Q}{56{,}4\,F} - H + 2a + 2e - \mu\left(\frac{H'' - H'}{D}\right) = \frac{du}{ds}\left(\frac{\lambda.F}{\varphi} - \frac{l.F}{f}\right) + u\left\{\frac{F^2}{\varphi^2}\left(1 + \frac{\lambda}{45\,\delta}\right) - \frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{l}{45\,d}\right)\right\} \text{ (IV).}$$

Setzen wir in der Gleichung III. wie Seite 282 zur Bestimmung der mittlern Kraft K die Grösse $\frac{2K}{56{,}4\,F} - H - \mu\left(\frac{H' + H''}{D}\right) = p$, dann $\frac{l.F}{f} + \frac{\lambda.F}{\varphi} = m$, und $\frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{l}{45\,d}\right) + \frac{F^2}{\varphi^2}\left(1 + \frac{\lambda}{45\,\delta}\right) = n$, so erhalten wir wieder die Gleichung $p = \frac{m.du}{ds} + n.u$. Die Integrazion gibt nunmehr nach Seite 291, wenn $s = b$ gesetzt wird, $p = \frac{n}{g.t^2}\left\{\frac{b}{2} + \frac{m}{n} \cdot \log.\text{nat}\left\{1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n.b}{m}}}\right\}\right\}^2$.

Hieraus ergibt sich nun die zum Betriebe des Druckwerkes erforderliche Kraft

$$K = 56{,}4\,F\left\{\frac{H}{2} + \mu\left(\frac{H' + H''}{2D}\right)\right\} + 56{,}4\,\frac{F.n}{2g.t^2}\left\{\frac{b}{2} + \frac{m}{n} \cdot \log.\text{nat}\left\{1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n.b}{m}}}\right\}\right\}^2.$$

Zur Bestimmung des Zulagsgewichtes Q setzen wir in der Gleichung (IV) die Grössen $\frac{2Q}{56{,}4\,F} - H + 2a + 2e - \mu\left(\frac{H'' - H'}{D}\right) = p'$, dann $\frac{\lambda.F}{\varphi} - \frac{l.F}{f} = m'$ und $\frac{F^2}{\varphi^2}\left(1 + \frac{\lambda}{45\,\delta}\right) - \frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{l}{45\,d}\right) = n'$, so ist abermals $p' = \frac{m'.du}{ds} + n'.u$, woraus sich ein ähnlicher Werth für p′ wie oben für p ergibt. Das Zulagsgewicht ist demnach

$$Q = 56{,}4\,F\left\{\frac{H}{2} - a - e + \mu\left(\frac{H'' - H'}{2D}\right)\right\} + \frac{56{,}4\,F.n'}{2g.t^2}\left\{\frac{b}{2} + \frac{m'}{n'} \cdot \log.\text{nat}\left\{1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n'.b}{m'}}}\right\}\right\}^2.$$

standshöhe nur $1200\left(\frac{9}{4}+\frac{81 . 2{,}5 . 2}{16 . 180}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5 . 25}=18{,}508$ Fuss statt der für $\delta=3$ Zoll gefundenen Höhe von $104{,}516$ Fuss betragen. Hieraus sieht man, wie wesentlich es sey, den Durchmesser des Steigrohres so gross als möglich anzunehmen. Gewöhnlich werden drei oder vier neben einander stehende vereinigte Saug- und Druckwerke durch eine Kraft z. B. ein Wasserrad, mittelst einer drei oder vierarmigen Kurbel in Betrieb gesetzt, und das von ihnen gehobene Wasser durch eine gemeinschaftliche Steigröhre in den Behälter geführt; der Durchmesser dieser Röhre pflegt gewöhnlich ziemlich gross zu seyn.

Fig. 1. Tab. 87. Bei manchen Druckwerken, wie z. B. bei dem Fig. 1, Tab. 87 dargestellten Prager Neumühlen Druckwerke sind **zwei Steigröhren** vorhanden. Wollte man in unserm Beispiele eine gleiche Einrichtung machen und statt einer Steigröhre von 6 Zoll Durchmesser zwei solche Röhren von $6\sqrt{\tfrac{1}{2}}=4{,}24$ Zoll Durchmesser annehmen, so werden zwar die Querschnittsflächen der zwei engern Röhren zusammengenommen eben so gross, als die Querschnittsfläche der weitern Röhre seyn, allein die Widerstandshöhe beträgt nun für eine engere Röhre $1200\left(\frac{9}{2}+\frac{81 . 2{,}5 . 12}{4 . 180 . 4{,}24}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5 . 25}=41{,}001$ Fuss, demnach für beide Röhren $82{,}002$ Fuss, also 4mal mehr als die oben für eine 6zöllige Röhre gefundenen $18{,}508$ Fuss. Die Unzweckmässigkeit einer solchen Anlage ist daher leicht zu beurtheilen.

Die andern Widerstände, welche bei dem Aufzuge und Niederdrücken des Kolbens eintreten, sind wie die vorstehende Rechnung zeigt, so unbedeutend, dass sie füglich vernachlässigt werden können. Aus dieser Ursache haben wir bereits jene Widerstände, welche aus den Biegungen der Röhren, dann bei dem Durchgange des Wassers in den Ventilöffnungen entstehen, vernachlässigt.

Uebrigens ist hier die Länge λ des Steigrohres achtmal so gross, als die Steighöhe H angenommen worden. Bei Wasserthürmen beträgt λ gewöhnlich nur $1\tfrac{1}{2}$ bis 2mal so viel als H, es wird also der Widerstand auch in diesem Verhältnisse vermindert.

§. 231.

Die bisherigen Berechnungen sind nur auf elementare Weise geführt. Mit Hilfe der höhern Analysis *) lassen sich dieselben auf gleiche Art durchführen, wie wir es bereits

---

*) Die **wirksame Druckhöhe, die für die Beschleunigung des Wassers** im Saugrohre übrig bleibt, ergibt sich auf gleiche Art wie §. 215 $=\frac{K-Q}{56{,}4F}-(a+e)-\frac{\mu . H'}{D}-\frac{v^2}{4g}\left(1+\frac{l}{45\,d}\right)$, wo l die ganze Länge des Saugrohres bezeichnet. Wir haben also für das **Ansaugen** die Proporzion $l:\frac{2g . ds}{w}=\frac{K-Q}{56{,}4F}-(a+e)-\frac{\mu . H'}{D}-\frac{v^2}{4g}\left(1+\frac{l}{45\,d}\right):\frac{F . dw}{f}$. Hieraus folgt $\frac{K-Q}{56{,}4F}-(a+e)-\frac{\mu . H'}{D}=\frac{l . F}{f}\cdot\frac{du}{ds}+\frac{F^2}{f^2}\left(1+\frac{l}{45\,d}\right)u$ (I). Auf gleiche Art erhalten wir für das **Herabdrücken** des Kolbens die wirksame Druckhöhe zur Beschleunigung des Wassers im Steigrohre $\frac{K+Q}{56{,}4F}-(H-a-e)-\frac{\mu . H''}{D}-\frac{\nu^2}{4g}\left(1+\frac{\lambda}{45\,\delta}\right)$. Diess gibt nun wieder die Proporzion: $\lambda:\frac{2g . ds}{w}=\frac{K+Q}{56{,}4F}-(H-a-e)-\frac{\mu . H''}{D}-\frac{\nu^2}{4g}\left(1+\frac{\lambda}{45\,\delta}\right):\frac{F}{\varphi}\cdot dw$ und $\frac{K+Q}{56{,}4F}-(H-a-e)-\frac{\mu . H''}{D}=\frac{\lambda . F}{\varphi}\cdot\frac{du}{ds}+\frac{F^2}{\varphi^2}\left(1+\frac{\lambda}{45\,\delta}\right)u$ (II). Werden beide Gleichungen

§. 215 bei der Berechnung der Kraft für den Aufzug des Kolbens bei einem Saugwerke gethan haben.

Zur Berechnung der mittlern Kraft, welche sowohl beim Aufzuge als Niedergange des Kolbens erfordert wird, haben wir die Koeffizienten $m = \frac{8.9}{4} + 1200.9 = 10818$, und $n = \frac{81}{16}\left(1 + \frac{8.2}{45}\right) + 81\left(1 + \frac{1200.4}{45}\right) = \frac{698229}{80}$, folglich $\frac{m}{n} = \frac{96160}{77581}$ und $\frac{b.n}{m} = \frac{387905}{192320}$. Hieraus folgt nun die mittlere Kraft

$K = 56{,}4 \,.\, 0{,}442\,(75{,}000 + 11{,}520 + 48{,}055) = 56{,}4 \,.\, 0{,}442 \,.\, 134{,}575 = 3355$ ℔. Dagegen fanden wir nach der elementaren Rechnung 3480 ℔, oder um 125 ℔ mehr. Da diess nur den dreissigsten Theil beträgt, so zeigt sich der Unterschied allerdings so unbedeutend, dass man nach einer oder der andern Formel rechnen kann. Noch geringer wird der Unterschied in dem Zulagsgewichte. Wir haben nämlich für dessen Bestimmung die Koeffizienten $m' = 1200.9 - \frac{8.9}{4} = 10782$ und $n' = 81\left(1 + \frac{1200.4}{45}\right) - \frac{81}{16}\left(1 + \frac{8.2}{45}\right) = \frac{697131}{80}$, folglich $\frac{m'}{n'} = \frac{95840}{77459}$ und $\frac{b.n'}{m'} = \frac{387295}{191680}$. Hiernach ergibt sich nun das Zulagsgewicht $Q = 56{,}4 \,.\, 0{,}442\,(75 - 6 - \tfrac{1}{4} + 47{,}920) = 56{,}4 \,.\, 0{,}442 \,.\, 116{,}670 = 2908$ ℔, wogegen nach der elementaren Rechnung 2987 ℔ folgten.

§. 232.

Ist die mittlere Kraft, welche der Aufzug und das Niederdrücken einer Kolbenstange erfordert, bekannt, so lässt sich auch die vollständige Gleichung zwischen

---

addirt, so folgt, wenn die Kraft beim Aufzuge und Niedergange gleich genommen wird

$$\frac{2K}{56{,}4\,F} - H - \mu\left(\frac{H' + H''}{D}\right) = \frac{du}{ds}\left(\frac{l.F}{f} + \frac{\lambda.F}{\varphi}\right) + u\left\{\frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{l}{45\,d}\right) + \frac{F^2}{\varphi^2}\left(1 + \frac{\lambda}{45\,\delta}\right)\right\} \text{(III).}$$

Werden aber obige zwei Gleichungen von einander abgezogen, so ist

$$\frac{2Q}{56{,}4\,F} - H + 2a + 2e - \mu\left(\frac{H'' - H'}{D}\right) = \frac{du}{ds}\left(\frac{\lambda.F}{\varphi} - \frac{l.F}{f}\right) + u\left\{\frac{F^2}{\varphi^2}\left(1 + \frac{\lambda}{45\,\delta}\right) - \frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{l}{45\,d}\right)\right\} \text{(IV).}$$

Setzen wir in der Gleichung III. wie Seite 282 zur Bestimmung der mittlern Kraft K die Grösse $\frac{2K}{56{,}4\,F} - H - \mu\left(\frac{H' + H''}{D}\right) = p$, dann $\frac{l.F}{f} + \frac{\lambda.F}{\varphi} = m$, und $\frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{l}{45\,d}\right) + \frac{F^2}{\varphi^2}\left(1 + \frac{\lambda}{45\,\delta}\right) = n$, so erhalten wir wieder die Gleichung $p = \frac{m.du}{ds} + n.u$. Die Integrazion gibt nunmehr nach Seite 291, wenn $s = b$ gesetzt wird, $p = \frac{n}{g.t^2}\left\{\frac{b}{2} + \frac{m}{n}\cdot \log.\text{nat}\left\{1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n.b}{m}}}\right\}\right\}^2$.

Hieraus ergibt sich nun die zum Betriebe des Druckwerkes erforderliche Kraft

$$K = 56{,}4\,F\left\{\frac{H}{2} + \mu\left(\frac{H' + H''}{2D}\right)\right\} + 56{,}4\,\frac{F.n}{2g.t^2}\left\{\frac{b}{2} + \frac{m}{n}\cdot \log.\text{nat}\left\{1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n.b}{m}}}\right\}\right\}^2.$$

Zur Bestimmung des Zulagsgewichtes Q setzen wir in der Gleichung (IV) die Grössen $\frac{2Q}{56{,}4\,F} - H + 2a + 2e - \mu\left(\frac{H'' - H'}{D}\right) = p'$, dann $\frac{\lambda.F}{\varphi} - \frac{l.F}{f} = m'$ und $\frac{F^2}{\varphi^2}\left(1 + \frac{\lambda}{45\,\delta}\right) - \frac{F^2}{f^2}\left(1 + \frac{l}{45\,d}\right) = n'$, so ist abermals $p' = \frac{m'.du}{ds} + n'.u$, woraus sich ein ähnlicher Werth für p' wie oben für p ergibt. Das Zulagsgewicht ist demnach

$$Q = 56{,}4\,F\left\{\frac{H}{2} - a - e + \mu\left(\frac{H'' - H'}{2D}\right)\right\} + \frac{56{,}4\,F.n'}{2g.t^2}\left\{\frac{b}{2} + \frac{m'}{n'}\cdot \log.\text{nat}\left\{1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{n'.b}{m'}}}\right\}\right\}^2.$$

Kraft und Last bei einem Druckwerke auf die bisher vorgetragene elementare Art ableiten. Zu diesem Zwecke können wir aber vorerst den gefundenen Ausdruck für die mittlere Kraft vereinfachen, indem, wie das vorstehende Beispiel zeigte, nebst der hydrostatischen Höhe nur noch die Kolbenreibung und der Widerstand im Steigrohre als bedeutend erscheinen, dagegen der Widerstand im Saug- und Kolbenrohre vernachlässigt werden kann. In dem Ausdrucke für Q ist auf gleiche Art bloss die hydrostatische Höhe und der Widerstand im Steigrohre von Bedeutung, indem die Kolbenreibung, welche hier mit der Druckhöhe $H' - H''$ erscheint, so wie der Widerstand im Saug- und Kolbenrohre vernachlässigt werden kann. Hiernach erhalten wir den abgekürzten Ausdruck für die mittlere Kraft

$$56{,}4\,F\left\{\frac{H}{2}+\mu\left(\frac{H'+H''}{2D}\right)+\frac{\lambda.F}{2\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)\frac{b}{g.t^2}+\left(\frac{H-2a-2e-b}{2}\right)\frac{b}{g.t^2}+\frac{\lambda.F}{2\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)\frac{b^2}{g^2.t^4}\right\}.$$

Wird das Druckwerk durch ein unterschlächtiges Wasserrad, dessen Halbmesser R ist, betrieben, so ist das Bewegungsmoment desselben für eine Umdrehung, wenn wir wieder den einfachen Ausdruck für die Kraft eines Rades in Rechnung bringen $= 56{,}4\,M\left(\frac{c-v}{2g}\right)2\pi.R$. Ist die mit der Wasserradswelle in Verbindung stehende Kurbel N armig oder betreibt das Wasserrad N neben einander stehende Druckwerke, welche das Wasser in die gemeinschaftliche Steigröhre treiben, so beschreibt jeder Kolben während einer Umdrehung den senkrechten Raum 2 b, folglich N Kolben den Raum N . 2 b und diess mit der obigen mittlern Kraft multiplizirt, gibt das Bewegungsmoment aller Kolben für eine Umdrehung. Zur Berechnung der Reibung, welche aus dem Drucke des Wasserrades etc. auf die Zapfenlager entsteht, wollen wir diesen Druck dem Gewicht von P Kubikfuss Wasser gleich setzen. Ist also der Halbmesser des Zapfens $= r$, so wird das Bewegungsmoment der Reibung für eine Umdrehung $= 56{,}4\,m . P . 2\pi . r$ seyn. Hieraus erhalten wir nun die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last:

$$56{,}4\,M\left(\frac{c-v}{2g}\right)2\pi.R = 56{,}4\,F.N.2b\left\{\frac{H}{2}+\mu\left(\frac{H'+H''}{2D}\right)+\frac{\lambda.F}{2\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)\frac{b}{g.t^2}+\left(\frac{H-2a-2e-b}{2}\right)\frac{b}{g.t^2}\right.$$
$$\left.+\frac{\lambda.F}{2\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)\frac{b^2}{g^2.t^4}\right\}+56{,}4\,m.P.2\pi.r.$$

Zur Bestimmung von t bemerken wir, dass der Kolben während einer Umdrehung des Wasserrades oder während der Zeit $\frac{2\pi.R}{v}$ einmal auf- und einmal niedergeht; es ist also $2t = \frac{2\pi.R}{v}$ und $t = \frac{\pi.R}{v}$, welches in den vorigen Ausdruck zu substituiren ist.

Während der Zeit einer Umdrehung oder während $\frac{2\pi.R}{v}$ Sekunden, wird von jedem Stiefel die Wassermenge b . F angesaugt, und wenn wir inzwischen auf den Wasserverlust bei den Kolben und Ventilen (Siehe Seite 295) keine Rücksicht nehmen, so wird auch der Kubikinhalt b . F, folglich von N Stiefeln der kubische Inhalt N . b . F während einer Umdrehung des Wasserrades durch das Steigrohr gefördert. Demnach ist der Effekt des ganzen Druckwerkes in einer Sekunde $= \frac{N.b.F.v}{2\pi.R} = \frac{N.b.D^2.v}{8R}$. Wird in diesem Ausdrucke der Werth von $2\pi.R$ aus der vorigen Gleichung zwischen Kraft und Last substituirt, so erscheint im Zähler das Produkt $(c-v)v$, welches für den vortheilhaftesten Fall $v = \frac{1}{2}c$ gibt.

Mit Hilfe der vorstehenden Gleichung zwischen Kraft und Last und jener für den Effekt lässt sich nun die Anlage eines jeden Druckwerkes berechnen. Werden nämlich alle Dimensionen der Maschine und die Geschwindigkeit c angenommen, so lässt sich der Effekt der Maschine und die zu seiner Bewirkung erforderliche, an das Wasserrad anströmende Wassermenge M berechnen; ist aber dieser Effekt und die Dimensionen der Maschine nebst dem Werthe c gegeben, so kann man die zum Betriebe erforderliche Wassermenge M, und eine Dimension der Maschine finden. Wenn endlich M und der Effekt gegeben ist, so lassen sich zwei Hauptdimensionen der Maschine z. B. der Durchmesser der Stiefel und des Steigrohres berechnen.

§. 233.

Beispiel. Wir wollen zuerst bei dem §. 229 angenommenen Druckwerke auch die Werthe für die übrigen Grössen annehmen, und den Effekt der Maschine, dann die zu ihrem Betriebe erforderliche Wassermenge M berechnen.

Stünde das Druckwerk an einem Wehre mit $2{,}5$ Fuss Gefälle, wie die §. 275, II. Band beschriebene Wassermahlmühle, so ist $c = 12{,}45$ Fuss. Der Halbmesser des Rades sey $R = 10$ Fuss, die Kurbel $N = 3$armig. Der Druck auf das Zapfenlager $= 80$ Zentner, demnach $P = 142$ Kubikfuss Wasser; der Durchmesser der Zapfen $2r = 8$ Zoll und der Reibungskoeffizient $m = \frac{1}{8}$. Wird nun noch $v = \frac{1}{2}.12{,}45 = 6{,}225$ Fuss angenommen, so erhalten wir vorerst den Effekt in einer Sekunde $= \frac{3.2{,}5.9.6{,}225}{8.16.10} = 0{,}3283$ Kubikfuss. Hierbei ist der Wasserverlust, wovon Seite 295 gesprochen wurde, noch nicht berücksichtigt. Nehmen wir denselben nur wieder mit dem zwölften Theile in Rechnung, so ist die von der Maschine geförderte Wassermenge in der Sekunde $= 0{,}3009$ oder in einer Stunde $= 3600.0{,}3009 = 1083{,}24$ Kubikfuss und in einem Tage 25998 Kubikfuss, also beiläufig der vierte Theil einer Mailänder *Oncia* (siehe Seite 208).

Durch Substituzion aller angenommenen Werthe in die im vorigen §. aufgestellte vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last erhalten wir, wenn $v = \frac{1}{2}c$, dann $t = \frac{\pi.R}{v} = \frac{3{,}1416.10}{6{,}225} = 5{,}05$ Sekunden gesetzt und mit $56{,}4$ dann $3{,}1416$ durchaus dividirt wird,

$$M.\frac{12{,}45}{2.31}\cdot 2\cdot 10 = \frac{9.3.2.2{,}5}{4.16}\left\{\frac{150}{2} + 0{,}06\left(\frac{144+144}{2.3}\right)4 + \frac{1200.9}{2}\left(1+\frac{9.2{,}5.4}{180}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5.5{,}05^2}\right.$$
$$\left. + \left(\frac{150-12-0{,}5-2{,}5}{2}\right)\frac{2{,}5}{15{,}5.5{,}05^2} + \frac{1200.9}{2}\left(1+\frac{9.2{,}5.4}{180}\right)\frac{2{,}5^2}{15{,}5^2.5{,}05^4}\right\} + \frac{142.2}{8.3}$$

oder $M.4{,}016 = 2{,}109\,(75 + 11{,}520 + 51{,}228 + 0{,}427 + 0{,}324) + 11{,}833$. Hieraus folgt die zum Betriebe der Maschine in jeder Sekunde erforderliche Wassermenge $M = 75{,}7$ Kubikfuss.

Das Verhältniss des Effektes dieser Maschine gegen den Kraftaufwand ergibt sich auf folgende Art: das Bewegungsmoment des Wasserrades beträgt für jede Sekunde $56{,}4\,M\left(\frac{c-v}{2g}\right)v = 56{,}4.75{,}7\left(\frac{12{,}45-6{,}225}{2.15{,}5}\right)6{,}225$. Dagegen hebt die Maschine in jeder Sekunde $0{,}3009$ Kubikfuss Wasser auf die senkrechte Höhe von 150 Fuss; es ist also das Bewegungsmoment des gehobenen Wassers $= 56{,}4.0{,}3009.150$. Diese zwei Momente verhalten sich wie $100:47{,}7$. Es geht also mehr als die Hälfte von dem vorhandenen Kraftaufwande durch die Widerstände verloren.

Wollte man den Durchmesser des Steigrohres statt 3 Zoll mit $\delta = 6$ Zoll annehmen, so ist der Effekt des Druckwerkes wieder derselbe, nämlich $= \frac{N \cdot b \cdot D^2 \cdot v}{8R} = 0{,}3283$ Kubikfuss, indem derselbe bloss von N, b, R, dann von dem Durchmesser D der Stiefel, und der Geschwindigkeit v des Wasserrades, welche ungeändert bleiben, abhängt. Mit Abzug des zwölften Theiles für den Wasserverlust wird also der Effekt per Sekunde wieder $= 0{,}3009$ Kubikfuss seyn. Dagegen ergibt sich die zum Betriebe der Maschine nunmehr erforderliche Wassermenge aus der Gleichung;

$$M \cdot \frac{12{,}45}{2 \cdot 31} \cdot 2 \cdot 10 = \frac{9 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2{,}5}{4 \cdot 16} \left\{ \frac{150}{2} + 0{,}06 \left(\frac{144 + 144}{2 \cdot 3} \right) 4 + \frac{1200 \cdot 9}{2 \cdot 4} \left(1 + \frac{9 \cdot 2{,}5 \cdot 2}{4 \cdot 180} \right) \frac{2{,}5}{15{,}5 \cdot 5{,}05^2} \right.$$
$$\left. + \left(\frac{150 - 12 - 0{,}5 - 2{,}5}{2} \right) \frac{2{,}5}{15{,}5 \cdot 5{,}05^2} + \frac{1200 \cdot 9}{2 \cdot 4} \left(1 + \frac{9 \cdot 2{,}5 \cdot 2}{4 \cdot 180} \right) \frac{2{,}5^2}{15{,}5^2 \cdot 5{,}05^4} \right\} + \frac{142 \cdot 2}{8 \cdot 3}$$

oder $M \cdot 4{,}016 = 2{,}109\,(75 + 11{,}520 + 9{,}072 + 0{,}427 + 0{,}057) + 11{,}833$. Hieraus folgt $M = 53{,}4$ Kubikfuss, demnach verhält sich das Bewegungsmoment des Wasserrades zu dem Effekte wie $56{,}4 \cdot 53{,}4 \left(\frac{12{,}45 - 6{,}225}{2 \cdot 15{,}5} \right) 6{,}225 : 56{,}4 \cdot 0{,}3009 \cdot 150 = 100 : 67{,}6$. Dieses Verhältniss ist weit vortheilhafter als das vorige, und rührt bloss von der Vergrösserung des Durchmessers der Steigröhre her.

Wollte man ferner $\delta = D = 9$ Zoll annehmen, so bleibt der Effekt wieder derselbe, und die zum Betriebe des unterschlächtigen Wasserrades erforderliche Wassermenge ergibt sich aus der Gleichung:

$$M \cdot \frac{12{,}45}{2 \cdot 31} \cdot 2 \cdot 10 = \frac{9 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2{,}5}{4 \cdot 16} \left\{ \frac{150}{2} + 0{,}06 \left(\frac{144 + 144}{2 \cdot 3} \right) 4 + \frac{1200}{2} \left(1 + \frac{2{,}5 \cdot 4}{180 \cdot 3} \right) \frac{2{,}5}{15{,}5 \cdot 5{,}05^2} \right.$$
$$\left. + \left(\frac{150 - 12 - 0{,}5 - 2{,}5}{2} \right) \frac{2{,}5}{15{,}5 \cdot 5{,}05^2} + \frac{1200}{2} \left(1 + \frac{2{,}5 \cdot 4}{180 \cdot 3} \right) \frac{2{,}5^2}{15{,}5^2 \cdot 5{,}05^4} \right. + \frac{142 \cdot 2}{8 \cdot 3}$$

oder $M \cdot 4{,}016 = 2{,}109\,(75 + 11{,}520 + 3{,}865 + 0{,}427 + 0{,}024) + 11{,}833$, woraus $M = 50{,}6$ Kubikfuss folgt. Das Bewegungsmoment des Wasserrades verhält sich nunmehr zum Effekte, wie $56{,}4 \cdot 50{,}6 \left(\frac{12{,}45 - 6{,}225}{2 \cdot 15{,}5} \right) 6{,}225 : 56{,}4 \cdot 0{,}3009 \cdot 150 = 100 : 71{,}4$.

Wollte man endlich den Durchmesser δ des Steigrohres so gross annehmen, dass die Widerstände in demselben beinahe $= 0$ werden und vernachlässigt werden können, so haben wir in diesem äussersten Falle $M \cdot 4{,}016 = 2{,}109\,(75 + 11{,}520 + 0{,}427) + 11{,}833$, woraus $M = 48{,}6$ Kubikfuss folgt. Das Bewegungsmoment des Wasserrades verhält sich nunmehr zum Effekte wie $56{,}4 \cdot 48{,}6 \left(\frac{12{,}45 - 6{,}225}{2 \cdot 15{,}5} \right) 6{,}225 : 56{,}4 \cdot 0{,}3009 \cdot 150 = 100 : 74{,}3$.

Diese Berechnungen zeigen, dass die zum Betriebe eines Wasserdruckwerkes erforderliche Wassermenge durch eine angemessene Vergrösserung des Durchmessers des Steigrohres bedeutend vermindert werden könne, dass es jedoch bei jeder solchen Maschine eine gewisse Gränze gibt, über welche hinaus zwar ein weiteres Steigrohr noch immer eine Vermehrung des Effektes bewirkt, allein die dadurch verursachten grössern Beischaffungskosten der Steigröhre dann nicht mehr lohnend erscheinen. Wenn nämlich in unserem Falle die Werthe von δ wie 3 Zoll : 6 Zoll : 9 Zoll sich verhalten, so wachsen die Effekte im Verhältnisse von $47{,}7 : 67{,}6 : 71{,}4$. Weil aber nach §. 19, II. Band die Stärken oder Dicken der Röhren bei gleichen Druckhöhen sich wie ihre Durchmesser verhalten, die Peripherien der Röhren aber gleichfalls im Verhältnisse der Durchmesser zunehmen, so werden in unsern drei Fällen die Metallgewichte der Steigröhren sich wie $3^2:6^2:9^2=9:36:81$ verhalten. Es wird sonach in jenen Fällen, wo die zum Betriebe des Druckwerkes disponible Wassermenge nicht gross ist, die Annahme von $\delta=6$ Zoll allerdings als lohnend erscheinen. Dagegen wird eine Vermehrung auf $\delta=9$ Zoll wohl nicht mehr räthlich seyn, weil hiedurch die Effekte nur wie $67{,}6:71{,}4$ zunehmen, während die Metallgewichte der Steigröhren wie $36:81$ wachsen. Die Umstände der Lokalität werden daher dem Ingenieur als Anhaltspunkte zur Annahme der vorzüglichsten Dimensionen solcher Wasserdruckwerke zu dienen haben.

Eine weitere Vermehrung des Effektes kann nur durch Verminderung der Kolbenreibung entstehen. In dieser Hinsicht sollen die Kolbenröhren gut ausgebohrt, und lieber von Messing oder einer Metallmischung als von Gusseisen seyn, weil die Reibung bei dem letztern etwas grösser ist. Würde der Koeffizient $\mu=0{,}03$ gefunden, so wäre der Widerstand der Kolbenreibung nur einer Wassersäule von $\frac{1}{2}\cdot 11{,}520=5{,}76$ Fuss Höhe gleich; es würde sonach zur Bewirkung desselben Effektes eine geringere Wassermenge für das Wasserrad erfordert, also das Verhältniss der Bewegungsmomente sich wieder vortheilhafter darstellen.

§. 234.

Aus den vorstehenden Berechnungen kann als Resultat angenommen werden, dass bei Wasserdruckwerken mit hinlänglich weiten Steigröhren der Kraftaufwand sich zum Effekte wie $100:\frac{2}{3}\cdot 100$ verhalte, oder dass ein Drittel des vorhandenen Bewegungsmomentes der Kraft durch die Widerstände und den Wasserverlust bei Kolben und Ventilen verloren gehe. In dem Maasse, als die Steigröhren enger angenommen werden, vermindert sich auch der Effekt, und er kann die Hälfte und auch noch weniger von dem Kraftaufwande betragen.

Es versteht sich übrigens von selbst, dass diese Vergleiche nur mit der Kraft, welche das Rad wirklich ausübt, angestellt wurden. Wollte man nämlich das Bewegungsmoment des Wassers, wodurch das Rad bewegt wird, in Anschlag bringen, so beträgt dasselbe für das vorhandene Gefälle des Wehres von $2{,}5$ Fuss in dem obigen ersten Falle $56{,}4\cdot 75{,}7\cdot 2{,}5$, im zweiten Falle $56{,}4\cdot 53{,}4\cdot 2{,}5$ und im dritten Falle $56{,}4\cdot 50{,}6\cdot 2{,}5$. Dagegen ist der Effekt in jedem Falle nur $56{,}4\cdot 0{,}3009\cdot 150$. Es verhalten sich also die Bewegungsmomente des Wassers in den berechneten drei Fällen zu dem Effekte wie $100:23{,}9:33{,}8:35{,}7$. Diese Verhältnisse sind gerade die Hälfte von den im vorigen §. gefundenen Zahlen, indem, wie aus der Theorie im II. Bande bekannt ist, bei einem jeden unterschlächtigen Wasserrade für seine vortheilhafteste Wirkung nur die Hälfte des Bewegungsmomentes des Wassers verwendet wird. Diese Verhältnisse können aber hier nicht zum Massstabe der Beurtheilung der Leistungen eines Wasserdruckwerkes dienen, weil es sich in diesem Falle offenbar nur um das Verhältniss des Kraftaufwandes oder Bewegungsmomentes des Wasserrades gegen die von der Maschine geförderte Wassermenge handelt.

Wollte man das im vorigen §. berechnete Wasserdruckwerk durch eine andere Kraft, z. B. durch eine Dampfmaschine betreiben lassen, so ergiebt sich die Anzahl Pferdekräfte, welcher die Wirkung dieser Betriebsmaschine gleich kommen muss, wenn wir das jedesmalige Bewegungsmoment des Wasserrades durch $100\cdot 4$ oder durch das Bewegungsmoment einer Pferdekraft dividiren. Hiernach folgt für den berechneten ersten

Fall die nothwendige Kraft $\frac{56{,}4\,.\,75{,}7}{4\,.\,100}\left(\frac{12{,}45 - 6{,}225}{2\,.\,15{,}5}\right)6{,}225 = 13{,}3$ Pferden, für den zweiten Fall $= 9{,}4$ und für den dritten Fall, wo $\delta = D$ angenommen wurde, mit $8{,}9$ Pferden.

§. 235.

Ein anderer Fall ausser jenen, welche wir zu Ende des §. 232 erwähnten, tritt dann ein, wenn man den Effekt und eine Dimension des Wasserdruckwerkes sucht, während die zum Betriebe des Wasserrades vorhandene Wassermenge und die übrigen Dimensionen der Maschine gegeben sind.

Wir wollen für ein Beispiel wieder dieselben Dimensionen mit blosser Ausnahme von D annehmen, wornach also die Geschwindigkeit des an das Rad anströmenden Wassers $c = 12{,}45$ Fuss wie im II. Bande, §. 275 ist; die Wassermenge selbst wollen wir, wie bei der Prager Mühle mit $M = 130{,}7$ Kubikfuss in Rechnung nehmen.

Wenn wir in der §. 232 aufgestellten Gleichung für die Bewegungsmomente den Werth $t = \frac{\pi\,.\,R}{v}$ substituiren, und die Grösse $M\left(\frac{c - v}{2g}\right)2R$ in zwei Theile zerlegen, so erhalten wir die allgemeine Gleichung $\frac{M.c.R}{g} - \frac{D^2\,.\,N\,.\,b}{4}\left\{H + \mu\left(\frac{H' + H''}{D}\right)\right\} - m\,.\,P\,.\,2r =$

$$\frac{M.v.R}{g} + \frac{D^2.N.b^2.v^2}{4g.\pi^2.R^2}\left\{\frac{\lambda.D^2}{\delta^2}\left(1 + \frac{D^2.b}{180\delta^3}\right) + H - 2a - 2e - b\right\} + \frac{D^4.N.b^3.v^4.\lambda}{4g^2.\pi^4.R^4.\delta^2}\left(1 + \frac{D^2.b}{180\delta^3}\right).$$

Werden hier alle Werthe mit Ausnahme von D und v substituirt, dann der Durchmesser des Steigrohres $\delta = 3$ Zoll angenommen, so ist

$$\frac{130{,}7\,.\,12{,}45\,.\,10}{15{,}5} - \frac{D^2\,.\,3\,.\,2{,}5}{4}\left\{150 + 0{,}06\left(\frac{144 + 144}{D}\right)\right\} - \frac{142\,.\,2}{8\,.\,3} = \frac{130{,}7\,.\,v\,.\,10}{15{,}5}$$
$$+ \frac{D^2.3.2{,}5^2.v^2}{62.3{,}1416^2.100}\left\{1200D^2.16\left(1 + \frac{D^2.2{,}5.4^3}{180}\right) + 150 - 12 - 0{,}5 - 2{,}5\right\} + \frac{D^4.3.2{,}5^3.v^4.1200.4^2}{4.15{,}5^2.3{,}1416^4.10^4}\left(1 + \frac{D^2.2{,}5.4^3}{180}\right)$$

Durch die weitere Entwickelung erhalten wir $1037{,}983 - D^2\,.\,281{,}250 - D\,.\,32{,}400$

$$= v\,.\,84{,}323 + D^4\,.\,v^2\,.\,5{,}883 + D^6\,.\,v^2\,.\,5{,}229 + D^2\,.\,v^2\,.\,0{,}041 + D^4\,.\,v^4\,.\,0{,}0010 + D^6\,.\,v^4\,.\,0{,}0009.$$

Da die folgende Rechnung zeigen wird, dass D beinahe $= 1$ und v beinahe $= 5$ wird, so können wir zur Vereinfachung der Gleichung die letzten zwei Glieder, welche mit den Koeffizienten $0{,}0010$ und $0{,}0009$ multiplizirt erscheinen, als zu unbedeutend weglassen.

Der Effekt in einer Sekunde ist $\frac{N\,.\,b\,.\,F\,.\,v}{2\pi\,.\,R} = \frac{N\,.\,b\,.\,D^2\,.\,v}{8R} = \frac{3\,.\,2{,}5\,.\,D^2\,.\,v}{8\,.\,10} = \frac{3D^2\,.\,v}{32}$.

Wäre hier der Effekt gegeben, so könnte man z. B. die Grösse v durch D ausdrüken, in die obige Gleichung substituiren, und so D und v berechnen. Ist aber der Effekt, wie wir es angenommen haben, noch unbekannt, so leuchtet es ein, das für einen kleinen Werth von v dagegen D weit grösser ausfalle, weil bei einer langsamen Bewegung des Rades seine Kraft zunimmt, folglich eine grössere Kolbenfläche gewältigt werden kann. Ist im Gegentheile v gross, so bewegt sich das Rad schnell, oder das anströmende Wasser verliert wenig von seiner Bewegung, es ist also die Kraft des Rades nicht gross, folglich kann dasselbe keine weiten Kolbenröhren betreiben. Die Grössen v und D, welche im Effekte mitsammen multiplizirt erscheinen, gehen sonach einander entgegen, und es muss für bestimmte Werthe derselben das Maximum des Effektes eintreten.

Die Gränze für den Werth von D ergibt sich aus der ersten Hälfte der obigen Gleichung zwischen Kraft und Last, wenn wir $1037{,}983 - D^2\,.\,281{,}25 - D\,.\,32{,}4 = 0$ setzen. Die

Auflösung dieser Gleichung gibt $D = 1{,}86$ Fuss. Es muss also D kleiner angenommen werden, weil bei dem eben gefundenen Werthe die Maschine still stehen würde, da $v = 0$ wird. Nehmen wir nun verschiedene Werthe von D an, so lässt sich für einen jeden derselben der zugehörige Werth von v, sonach auch der Effekt berechnen. Nachstehende Tabelle enthält die Resultate dieser Rechnung.

D Fuss.	Gleichungen zur Bestimmung von v.	v Fuss.	Effekt $\frac{3D^2 \cdot v}{32}$
1,5	$356{,}570 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 29{,}783 + v^2 \cdot 59{,}562 + v^2 \cdot 0{,}092 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 89{,}437$	1,58	0,3333
1,02	$712{,}323 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 6{,}368 + v^2 \cdot 5{,}889 + v^2 \cdot 0{,}043 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 12{,}300$	4,92	0,4799
1,01	$718{,}356 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 6{,}122 + v^2 \cdot 5{,}551 + v^2 \cdot 0{,}042 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 11{,}715$	5,02	0,4801
1,00	$724{,}333 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 5{,}883 + v^2 \cdot 5{,}229 + v^2 \cdot 0{,}041 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 11{,}153$	5,12	0,4800
0,99	$730{,}254 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 5{,}651 + v^2 \cdot 4{,}923 + v^2 \cdot 0{,}040 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 10{,}614$	5,22	0,4796
0,7	$877{,}491 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 1{,}413 + v^2 \cdot 0{,}615 + v^2 \cdot 0{,}020 = v \cdot 84{,}323 + v^2 \cdot 2{,}048$	8,61	0,3955

Diese Tabelle zeigt uns, dass die Effekte viel kleiner werden, wenn der Durchmesser D des Stiefels von jenem Werthe, welcher hier das Maximum gibt, viel abweicht. Dieser Werth ist $D = 1{,}01$ Fuss $= 12{,}12$ Zoll; von dem hiefür gefundenen Effekte von 0,4801 Kubikfuss für die Sekunde muss aber noch der Wasserverlust bei Kolben und Ventilen, welchen wir, wie Seite 311 mit dem zwölften Theile annehmen wollen, abgezogen werden. Demnach ist der vortheilhafteste Effekt des Wasserdruckwerkes $= {}^{11}/_{12} \cdot 0{,}4801 = 0{,}4401$ Kubikfuss; derselbe findet nicht mehr bei der Geschwindigkeit $v = {}^1/_2 c = 6{,}225$ Fuss Statt, sondern es muss, wie die Tabelle zeigt $v = 5{,}02$ Fuss seyn. Wir erhalten sonach das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte $130{,}7 \left(\frac{12{,}45 - 5{,}02}{2 \,.\, 15{,}5}\right) 5{,}02 : {}^{11}/_{12} \,.\, 0{,}4801 \,.\, 150 = 100 : 42{,}0$ Dieses Verhältniss weicht von jenem, Seite 311 desshalb so viel ab, weil wir t in beiden Fällen gleich gross, D aber gegenwärtig mit 1,01 Fuss statt 0,75 Fuss annahmen. Wäre $v = {}^1/_2 c = 6{,}225$ Fuss und D wieder $= 1{,}01$ Fuss, so fordert die Maschine nach der Seite 310 aufgestellten Gleichung eine Wassermenge von 196,3 Kubikfuss, der Effekt ist $= {}^{11}/_{12} \,.\, 0{,}5963$, demnach das Verhältniss $= 100 : 33{,}4$, also geringer als das gefundene.

§. 236.

Die in den vorigen §§. berechneten vereinigten Saug- und Druckwerke werden durch Kurbeln oder Krummzapfen bewegt. Man gebraucht überhaupt einen Krummzapfen, um die Kreisbewegung, z. B. eines Wasserrades in die gerade Bewegung z. B. eines Kunstsatzes, Druckwerkes etc., und umgekehrt, um die gerade Bewegung z. B. der Kolbenstange einer Dampfmaschine in die Kreisbewegung eines Rades zu verwandeln. Bei der abgehandelten Berechnung eines Druckwerkes haben wir den Satz angenommen, dass das Produkt der Kraft des Wasserrades in den Umfang desselben dem Produkte des

Kolbenwiderstandes in den, während einer Umdrehung beschriebenen vertikalen Raum gleichkomme, wobei nämlich die Reibung in den Zapfenlagern der Maschine ausser Acht gelassen wird. Dieser Satz bedarf seiner vielfältigen Anwendung wegen eines genauen Beweises, so wie überhaupt die Bewegung an Krummzapfen, da selbe bei sehr vielen Maschinen Statt findet, eine besondere Untersuchung erfordert.

Wir wollen zu dieser Absicht zuerst den einfachsten Fall annehmen, wo nämlich an dem Krummzapfen nur eine einzelne Last, z. B. ein Kunstsatz angehängt, der Widerstand des letztern aber bereits für den Auf- und Niedergang des Kolbens durch Zulagsgewichte ausgeglichen ist. Es sey die beständige Kraft, welche das Wasserrad an seiner Peripherie oder auf dem Halbmesser A ausübt $=K$, der Halbmesser des Krummzapfens $=a$ und die Last, welche am Krummzapfen hängt $=Q$. Demnach wird die Kraft auf die Peripherie des Krummzapfens reduzirt $=\frac{A.K}{a}$ seyn. Nehmen wir an, dass Fig. 1. Tab. 94. sich die Last von dem vertikal unter der Achse C befindlichen Punkte A um den Winkel $ACB=\varphi$ bewegt hat, so ist der Hebelsarm der Last $BD=BC.\mathrm{Sin}\,\varphi=a.\mathrm{Sin}\,\varphi$, demnach findet die statische Gleichung $K.A=Q.a.\mathrm{Sin}\,\varphi$ Statt, und die Kraft, welche an jedem Punkte zum Gleichgewichte mit der Last erfordert wird, oder der Widerstand der Last ist $K=\frac{Q.a.\mathrm{Sin}\,\varphi}{A}$. Werden nun für φ verschiedene Werthe angenommen, so ergeben sich folgende Koeffizienten von $\frac{Q.a}{A}$

Winkel φ	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°	180°
Last $\frac{Q.a.\mathrm{Sin}\,\varphi}{A}$	$\frac{Q.a}{A}\cdot 0$	$\frac{Q.a}{A}\cdot 0{,}259$	$\frac{Q.a}{A}\cdot 0{,}500$	$\frac{Q.a}{A}\cdot 0{,}707$	$\frac{Q.a}{A}\cdot 0{,}866$	$\frac{Q.a}{A}\cdot 0{,}966$	$\frac{Q.a}{A}\cdot 1{,}000$	$\frac{Q.a}{A}\cdot 0$

Aus dieser Tabelle sehen wir, dass die am Krummzapfen angehängte Last Q nicht immer denselben, sondern bei ihrer fortrückenden Bewegung einen sehr ungleichen Widerstand verursache. Zu Anfange der Bewegung oder wenn $\varphi=0$, ist das statische Moment der Last Q ebenfalls $=0$, die Kraft K hat also keinen Widerstand zu überwältigen. Rückt der Krummzapfen von dem untersten Punkte A auf $\varphi=15°$, so hat die Kraft K schon den Widerstand $\frac{Q.a}{A}\cdot 0{,}259$, und wenn der Krummzapfen wieder um 15° fortrückt, den Widerstand $\frac{Q.a}{A}\cdot 0{,}500$, und so immer einen grössern Widerstand zu gewältigen, bis derselbe für den Winkel von 90 Grad, $=\frac{Q.a}{A}$ wird. Von diesem Punkte an nehmen die statischen Momente der Last Q und der zu überwältigende Widerstand wieder ab, bis derselbe für den Winkel $\varphi=180°$ wieder zu 0 wird. Von 180° bis 270° wächst der Widerstand abermals von 0 bis zu $\frac{Q.a}{A}$, und nimmt dann von 270° bis zu 360° wieder fortwährend ab, bis er im letzten Punkte $=0$ ist. Bei jeder Umdrehung tritt nun immer dasselbe Gesetz ein.

Soll daher die Bewegung der Last Q an einem Krummzapfen gleichförmig seyn, so müsste auch die Kraft K auf gleiche Art, wie der von Q bewirkte Widerstand zu- und abnehmen. Da jedoch die Kraft K, wie es z. B. bei jedem Wasserrade der Fall ist, einen beständigen, sich immer gleich bleibenden Werth hat, so wird die Bewegung der Last Q ungleichförmig, nämlich an einigen Punkten im Kreise beschleunigt, an andern aber verzögert seyn.

Die Ungleichförmigkeit der am Krummzapfen eintretenden Bewegung der Last ergibt sich auch aus folgender Betrachtung: Es sey an der Peripherie des Rades M N O die beständige Kraft K und am Kurbelarme A C die beständige Last Q angebracht; die letztere werde von A nach B im Kreise herumgeführt, aber dadurch nur senkrecht hinauf- und hinabgeschoben. Es erhellet von selbst, dass die Last Q in den Punkten A und J ganz allein von der Achse des Rades getragen, folglich zur Ueberwältigung derselben keine besondere Kraft erfordert werde, wenn nämlich die Reibung unberücksichtigt bleibt. Rückt aber die Last von A nach B, so können wir daselbst die Last B H in B E und B F auflösen, wovon die erstere B E von der angebrachten Kraft K gewältigt, die zweite B F aber von der Achse C des Rades getragen wird. Hieraus sieht man offenbar, dass bei A eine Ueberwucht statt finde, dass aber diese Ueberwucht von A nach B abnehme, dass es endlich in der Peripherie A L J Punkte geben könne, wo die Kraft der Last B E gleich ist und auch kleiner seyn kann. Die Last ist im Punkte $A = 0$, im Punkte L aber am grössten, nämlich $= BH =$ dem ganzen angehängten Gewichte Q, u. s. w. Fig. 1. Tab. 94.

§. 237.

Die Berechnung der ungleichförmigen Bewegung, welche auf diese Art bei jedem Krummzapfen eintritt, gehört unter die schwierigen Aufgaben der Mechanik. Zur Berechnung derselben sey φ der Winkel, um welchen die Last Q von der Mitte weiter gerückt ist; es wird also im Punkte B der Kraft K das statische Moment $Q \,.\, BD$ entgegenstehen. Da aber der Punkt B nach der Richtung der Tangente von der Kraft $BE = \frac{K \,.\, A}{a}$ bewegt, und von der festen Achse C im Kreise gehalten wird, so lässt sich aus der Kraft $BE = \frac{K \,.\, A}{a}$ und der anziehenden Kraft des Mittelpunktes F B die mittlere Kraft H B finden, welche in der lothrechten Richtung wirkt. Wir haben nämlich $\frac{K \,.\, A}{a} : \operatorname{Sin} \varphi = BH : 1$, und $BH = \frac{K \,.\, A}{a \,.\, \operatorname{Sin} \varphi}$. Da nun die angehängte Last $= Q$ ist, so wird dieselbe offenbar lothrecht mit der Kraft $\frac{K \,.\, A}{a \,.\, \operatorname{Sin} \varphi} - Q$ gehoben.

Die Geschwindigkeit des Krummzapfens oder der Kurbel in der Richtung der Peripherie sey $= v$, so ist die Geschwindigkeit, womit die Last in der vertikalen Richtung H B sich erhebt $= v \,.\, \operatorname{Sin} \varphi$. Nach der unter dem Texte beigefügten Rechnung *) ist diese Geschwindigkeit $v \,.\, \operatorname{Sin} \varphi = 2 \sqrt{g \,.\, a \left(\frac{2 \varphi}{\pi} - 1 + \operatorname{Cos} \varphi \right)}$, und das Ma-

---

*) Da die Last Q mit der Kraft $\frac{K \,.\, A}{a \,.\, \operatorname{Sin} \varphi} - Q$ in der lothrechten Richtung gehoben wird, und hiebei die Geschwindigkeit $v \,.\, \operatorname{Sin} \varphi$ annimmt, so haben wir für die hieraus entstehende beschleunigte Bewegung die Proporzion $Q : 2 g \,.\, dt = \frac{K \,.\, A}{a \,.\, \operatorname{Sin} \varphi} - Q : d (v \,.\, \operatorname{Sin} \varphi)$. Hieraus folgt $\left(\frac{K \,.\, A}{a} - Q \,.\, \operatorname{Sin} \varphi \right) 2 g \,.\, dt = Q \,.\, \operatorname{Sin} \varphi \,.\, d (v \,.\, \operatorname{Sin} \varphi)$. Diese Gleichung lässt sich, so wie sie vorliegt,

ximum derselben findet im ersten Quadranten für $\varphi = 39^\circ 32^{\text{Min.}}$ Statt. Dass dieses wirklich der Fall sey, ersehen wir, wenn für φ verschiedene Werthe angenommen, und hiefür die lothrechte Geschwindigkeit $v . \text{Sin}\,\varphi$ des Körpers Q berechnet wird.

Zur bessern Uebersicht der ungleichförmigen Bewegung, welche bei einer Kurbel entsteht, an welcher nur eine einzelne Last Q angehängt ist, haben wir in der ersten Kolumne der folgenden Tabelle mehrere Werthe für den Winkel φ angenommen und hiefür in der zweiten Kolumne die Grösse $K . A = Q . a \left(\frac{1 - \text{Cos}\,\varphi}{\varphi}\right) + Q . \frac{v^2}{4g} . \frac{\text{Sin}^2\,\varphi}{\varphi}$ berechnet. In der dritten Kolumne erscheint die lothrechte Geschwindigkeit $v . \text{Sin}\,\varphi$. Weil aber für die Bewegung durch die halbe Peripherie $K . A . \pi = Q . 2a$, oder die für den Betrieb der Kurbel erforderliche Kraft $K = \frac{Q . 2a}{\pi . A}$ ist, so gibt die Substituzion in die allgemeine Gleichung $\frac{Q . 2a}{\pi} . \varphi = Q\,(a - a . \text{Cos}\,\varphi) + \frac{Q . v^2 . \text{Sin}^2\varphi}{4g}$, demnach die vertikale Geschwindigkeit $v . \text{Sin}\,\varphi = 2\sqrt{g . a \left(\frac{2\varphi}{\pi} - 1 + \text{Cos}\,\varphi\right)}$. Werden die erhaltenen Werthe mit $\text{Sin}\,\varphi$ dividirt, so folgt die Geschwindigkeit v, womit die Last Q sich im Kreise bewegt.

Fig. 1. Tab. 94. nicht integriren, indem sie drei veränderliche Grössen, als den Winkel φ, die Zeit t und die Geschwindigkeit v, welche von A nach B zunimmt, enthält. Weil aber $ds = a . d\varphi$, und $dt = \frac{ds}{v} = \frac{a . d\varphi}{v}$, so haben wir $\left(\frac{K . A}{a} - Q . \text{Sin}\,\varphi\right) \frac{2g . a . d\varphi}{v} = Q . \text{Sin}\,\varphi . d\,(v . \text{Sin}\,\varphi)$ oder $(K . A - a . Q . \text{Sin}\,\varphi)\,4g . d\varphi = Q . 2\,v . \text{Sin}\,\varphi . d\,(v . \text{Sin}\,\varphi)$. Die Integrazion gibt nun $K . A . \varphi + a . Q . \text{Cos.}\,\varphi = \frac{Q\,(v . \text{Sin}\,\varphi)^2}{4g} + \text{Const.}$ Um die beständige Grösse zu bestimmen, wissen wir, dass am Anfange der Bewegung in A der Winkel $\varphi = 0$ und die Geschwindigkeit in der Peripherie des Krummzapfens $v = c$ ist. Für diesen Fall haben wir also $a . Q = \text{Const.}$, und demnach $K . A . \varphi = Q\left(a - a . \text{Cos}\,\varphi + \frac{(v . \text{Sin}\,\varphi)^2}{4g}\right)$ (I). Da nun $AC = a$, $CD = a . \text{Cos}\,\varphi$, folglich $AD = a - a . \text{Cos}\,\varphi$ oder = der senkrechten Höhe ist, auf welche die Last stieg, während sie den Winkel φ beschrieb, so haben wir nach der gefundenen Gleichung den allgemeinen Satz: Das Produkt der Kraft K in ihren, im Kreise beschriebenen Raum $A . \varphi$ ist = dem Produkte der Last Q in ihren, während gleicher Zeit zurückgelegten senkrechten Raum $a - a . \text{Cos}\,\varphi$ + der während dieser Bewegung in der lothrechten Richtung erzeugten Geschwindigkeitshöhe $\frac{(v . \text{Sin}\,\varphi)^2}{4g}$.

Am obersten Punkte J ist $\varphi = \pi$, also $v . \text{Sin}\,\varphi$ abermals $= 0$, demnach muss $K . A . \pi = Q\,(a + a) = Q . 2a$ seyn, wenn in J die Geschwindigkeit c des Punktes A zurückkehren und keine beschleunigte Bewegung entstehen soll.

Die Geschwindigkeit $v . \text{Sin}\,\varphi$, womit der Körper in der senkrechten Richtung QB steigt, wird am grössten, wenn $d\,(v . \text{Sin}\,\varphi)$ oder $d\left(\frac{(v . \text{Sin}\,\varphi)^2}{4g}\right) = 0$ ist. Um diesen Werth aus der obigen allgemeinen Gleichung (I) zu entwickeln, bemerken wir, dass die beständige Grösse der Kraft für jeden Punkt $K = \frac{Q . 2a}{A . \pi}$ sey; wir haben also $\frac{Q . 2a}{\pi} . \varphi = Q . a\,(1 - \text{Cos}\,\varphi) + Q . \frac{(v . \text{Sin}\,\varphi)^2}{4g}$ oder $\frac{(v . \text{Sin}\,\varphi)^2}{4g} = a\left(\frac{2\varphi}{\pi} - 1 + \text{Cos}\,\varphi\right)$. Der erste Differenzialkoeffizient hiervon ist $\frac{2}{\pi} - \text{Sin}\,\varphi = 0$ und der zweite $- \text{Cos}\,\varphi$. Da dieser Koeffizient negativ ist, so gibt $\text{Sin}\,\varphi = \frac{2}{\pi}$ den Winkel $\varphi = 39^\circ\,32$ Minuten, wobei also das Maximum der vertikalen Geschwindigkeit eintritt.

Winkel φ	Moment des Widerstandes $\frac{Q.a}{\varphi}(1-\text{Cos}\,\varphi)+\frac{Q.v^2}{4g}\cdot\frac{\text{Sin}^2\varphi}{\varphi}=K.A$	Geschwindigkeit	
		in der senkrechten Richtung $v\cdot\text{Sin}\,\varphi$	im Kreise v
0°	0	0	0
5°	$Q\cdot a\cdot 0{,}043606+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}087045$	$0{,}454974\sqrt{g\cdot a}$	$5{,}22024\sqrt{g\cdot a}$
10°	$Q\cdot a\cdot 0{,}087045+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}172768$	$0{,}619416\sqrt{g\cdot a}$	$3{,}56707\sqrt{g\cdot a}$
20°	$Q\cdot a\cdot 0{,}172768+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}335117$	$0{,}804772\sqrt{g\cdot a}$	$2{,}35300\sqrt{g\cdot a}$
30°	$Q\cdot a\cdot 0{,}255873+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}477465$	$0{,}892992\sqrt{g\cdot a}$	$1{,}78598\sqrt{g\cdot a}$
39° 22$^{\text{Min.}}$	$Q\cdot a\cdot 0{,}330235+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}585541$	$0{,}917628\sqrt{g\cdot a}$	$1{,}44672\sqrt{g\cdot a}$
39° 32$^{\text{Min.}}$	$Q\cdot a\cdot 0{,}331522+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}587209$	$0{,}917635\sqrt{g\cdot a}$	$1{,}44163\sqrt{g\cdot a}$
39° 42$^{\text{Min.}}$	$Q\cdot a\cdot 0{,}332807+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}588868$	$0{,}917629\sqrt{g\cdot a}$	$1{,}43656\sqrt{g\cdot a}$
50°	$Q\cdot a\cdot 0{,}409335+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}672451$	$0{,}890715\sqrt{g\cdot a}$	$1{,}16275\sqrt{g\cdot a}$
60°	$Q\cdot a\cdot 0{,}477465+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}716197$	$0{,}816497\sqrt{g\cdot a}$	$0{,}94281\sqrt{g\cdot a}$
70°	$Q\cdot a\cdot 0{,}538564+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}722763$	$0{,}692237\sqrt{g\cdot a}$	$0{,}73666\sqrt{g\cdot a}$
80°	$Q\cdot a\cdot 0{,}591831+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}694601$	$0{,}500148\sqrt{g\cdot a}$	$0{,}50786\sqrt{g\cdot a}$
85°	$Q\cdot a\cdot 0{,}615319+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}668948$	$0{,}355529\sqrt{g\cdot a}$	$0{,}35689\sqrt{g\cdot a}$
90°	$Q\cdot a\cdot 0{,}636620+Q\cdot\frac{v^2}{4g}\cdot 0{,}636620$	0	0

Aus dieser Tabelle ersehen wir, dass der Widerstand der Last zu Anfange der Bewegung, oder wenn die Last lothrecht unter dem Mittelpunkte C hängt, $=0$ sey, dann aber immer grösser werde, und zwar wird der Koeffizient von Q . a, von $\varphi=0$ bis zu $\varphi=90°$ fortwährend grösser, wogegen der Koeffizient von $\frac{Q.v^2}{4g}$ bis zu dem Winkel von 70 Grad wächst, von wo er dann wieder abnimmt. Die lothrechte Geschwindigkeit v . Sin φ Fig. 1. Tab. 94.

wächst von $\varphi = 0$ bis zu $\varphi = 39^\circ 32$ Minuten, wie für das Maximum berechnet wurde, sie nimmt von dort ab und wird für $\varphi = 90$ Grad wieder $= 0$. Endlich ist die Geschwindigkeit v, womit sich die Last im Kreise bewegt, anfangs am grössten und wird fortwährend kleiner.

Hiebei ist aber zu bemerken, dass die Werthe für $v . \mathrm{Sin}\,\varphi$ und für v unter der Bedingung oder bei Annahme der Gleichung $K . A . \pi = Q . 2a$ berechnet wurden, wobei also nach 180 Grad wieder dieselbe Bewegung eintreten soll; in dem Maasse also, als der Widerstand der Last zunimmt, muss auch die Geschwindigkeit verringert werden.

Wird der Werth $\frac{v^2 . \mathrm{Sin}^2\varphi}{4g} = a\left(\frac{2\varphi}{\pi} - 1 + \mathrm{Cos}\,\varphi\right)$ in die abgeleitete allgemeine Gleichung substituirt, so ist $K . A . \varphi = Q . a(1 - \mathrm{Cos}\,\varphi) + Q . a\left(\frac{2\varphi}{\pi} - 1 + \mathrm{Cos}\,\varphi\right)$ oder $K . A . \pi = Q . 2a$, welche Gleichung sich nun auch für einen jeden Winkel φ ergibt, wenn der zugehörige Werth für $v . \mathrm{Sin}\,\varphi$ aus der III. Kolumne in die entsprechende Gleichung, deren Werthe in der II. Kolumne berechnet erscheinen, gesetzt wird.

Die Unterschiede der Tabelle Seite 316 und der vorstehenden Tabelle sind offenbar bedeutend. Jene Tabelle enthält bloss den Widerstand, welchen die Last im Zustande der Ruhe betrachtet in jedem Punkte der Peripherie verursacht; dieser Widerstand ist z. B. für $\varphi = 30$ Grad mit $\frac{Q . a}{A} . 0{,}5$ berechnet, wogegen dieser Widerstand für den Zustand der Bewegung berechnet mit $\frac{Q . a}{A} . 0{,}255373 + \frac{Q . v^2}{A . 4g} . 0{,}477465$ erscheint. Dieselbe Ungleichförmigkeit der Bewegung, welche hier für den ersten Quadranten berechnet ist, findet auch bei den folgenden Quadranten Statt.

§. 238.

Um die ungleichförmige Bewegung, welche bei einer Kurbel und einer daran gehängten Last vorhanden ist, möglichst zu vermeiden, wird die Kurbel gewöhnlich mehremale gebrochen, und die Lasten Q, Q′, Q″ .... auf gleichen Entfernungen angehängt. Bezeichnet n die Anzahl aller dieser Lasten, so ist die Entfernung derselben von einander $= \frac{2a . \pi}{n}$, wenn wieder a der Halbmesser der Kurbel ist. Von den angehängten Lasten wird die Hälfte an einer Seite gehoben; an der andern Seite wollen wir annehmen, dass sie leer hinabgehen, oder auch, dass eine solche Einrichtung getroffen sey, dass sie hinab einen gleichen Widerstand leisten, in welchem Falle der Widerstand der Last von der ersten Seite nur verdoppelt wird. Die Kraft K, welche an der Peripherie eines Kreises wirkt, dessen Halbmesser A ist, muss sich demnach in eben so viele Theile x, x′, x″ .... zertheilen, als Körper vorhanden sind, wovon nämlich x auf die Bewegung von Q, x′ auf die Bewegung von Q′ .... verwendet wird.

Fig. 1. Tab. 94. Wird das Rad um den Winkel φ gedreht, so erhellet, dass alle Lasten Q, Q′, Q″ .... um den gleichen Winkel φ fortrücken. Diese Lasten bewegen sich aber in einem Kreise, oder werden vom Mittelpunkte C in der Kreisbewegung erhalten; dieser Mittelpunkt gibt also zur Kraft $BE = \frac{x . A}{a}$ noch die Kraft BF bei, um die senkrechte Bewegung der Last

zu bewirken. Aus beiden entsteht die Kraft $BH = \frac{x.A}{a.\mathrm{Sin}\,\varphi}$; demnach wird die Last Q mit der Kraft $\frac{x.A}{a.\mathrm{Sin}\,\varphi} - Q$ in die Höhe gezogen oder in Bewegung gesetzt. Fig. 1. Tab. 94.

Auf gleiche Art findet man die Kraft, womit der zweite Körper in der lothrechten Richtung gehoben wird. Da nämlich n die Anzahl der Kurbeln und Lasten auf der ganzen Peripherie 2π ist, so ist $\frac{2\pi}{n}$ die Winkelentfernung einer Kurbel von der andern. Addirt man hiezu noch den Winkel φ, um welchen eine jede Last Q, Q', Q'', ... durch die angenommene Bewegung weiter gerückt ist, so gibt $\frac{2\pi}{n} + \varphi$ den Winkel, um welchen die Last Q' von der lothrechten CA durch den Mittelpunkt absteht. Da ferner $B'E' = \frac{x'.A}{a}$, so ist die mittlere Kraft $B'H' : \frac{x'.A}{a} = 1 : \mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)$, demnach $B'H' = \frac{x'.A}{a.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)}$. Also ist die Kraft, womit der zweite Körper Q' in der lothrechten Richtung gehoben wird $= \frac{x'.A}{a.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)} - Q'$. Auf gleiche Art ergibt sich die Kraft, womit der dritte Körper Q'' in der lothrechten Richtung gehoben wird $= \frac{x''.A}{a.\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n} + \varphi\right)} - Q''$ und so für alle andern Lasten.

Nebst diesen Lasten ist gewöhnlich noch ein Schwungrad R vorhanden, oder eine an der Peripherie gleich vertheilte Anzahl Schwungkolben, deren Gewicht zusammen R beträgt. Es sey X jener Theil der Kraft K, welcher das Schwungrad in Bewegung setzt, so wird die Kraft an der Peripherie des Schwungrades, welche dessen Bewegung bewirkt, $= \frac{X.A}{r}$ seyn, wo r den Halbmesser des Schwungrades bezeichnet. Von dieser Kraft wird nichts mehr abgezogen, weil das Schwungrad um den Mittelpunkt im Gleichgewichte ist; wenn aber Schwungkolben angebracht werden, so sind sie einander entgegengesetzt, und stehen daher unter einander um den Mittelpunkt im Gleichgewichte. Nach der unter dem Texte beigefügten höhern Rechnung *) erhalten wir die allgemeine Gleichung für

---

*) Es sey v die Geschwindigkeit, welche die Last Q nach der senkrechten Richtung durch die berechnete in lothrechter Linie wirkende Kraft erhält, so ist $Q : 2g.dt = \frac{x.A}{a.\mathrm{Sin}\,\varphi} - Q : dv$, folglich $Q.dv.\mathrm{Sin}\,\varphi = 2g.dt\left(\frac{x.A}{a} - Q.\mathrm{Sin}\,\varphi\right)$. Auf gleiche Weise ist für die zweite Last $Q' : 2g.dt = \frac{x'.A}{a.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)} - Q' : dv'$ und so für alle andern Lasten; endlich für das Schwungrad $R : 2g.dt = \frac{X.A}{r} : dV$, wenn V die Geschwindigkeit des Schwungrades in der Peripherie bezeichnet, welche es durch die beschleunigte Bewegung erhält. Wir erhalten sonach folgende Gleichungen

$$Q.dv.\mathrm{Sin}\,\varphi = 2g.dt\left(\frac{x.A}{a} - Q.\mathrm{Sin}\,\varphi\right),$$

$$Q'.dv'.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right) = 2g.dt\left\{\frac{x'.A}{a} - Q'.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)\right\}$$

die Bewegung von n Lasten Q, Q′ . . . . an einem Krummzapfen

$$\mathbf{K.A.\varphi = Q.a(1-\mathrm{Cos}\varphi)+Q'.a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)\right\}+Q''.a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)\right\}+\ldots}$$

$$\mathbf{+Q\left(\frac{v^2-w^2}{4g}\right)+Q'\left\{\frac{(v')^2-(w')^2}{4g}\right\}+Q''\left\{\frac{(v'')^2-(w'')^2}{4g}\right\}+\ldots\ldots+R\left(\frac{V^2-W^2}{4g}\right).}$$

$$Q''.dv''.\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)=2g.dt\left\{\frac{x''.A}{a}-Q''.\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)\right\}$$

. . . .

$R.dV\cdot\frac{r}{a}=2g.dt\cdot\frac{X.A}{a}\cdot$ Werden diese Gleichungen addirt, so ist:

$$Q.dv.\mathrm{Sin}\,\varphi+Q'.dv'.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)+Q''.dv''.\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)\cdots\cdot+R.dV\cdot\frac{r}{a}$$

$$=2g.dt\left\{\frac{K.A}{a}-Q.\mathrm{Sin}\,\varphi-Q'.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)-Q''.\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)\ldots.\right\}.$$

Diese Gleichung lässt sich, so wie sie vorliegt, nicht integriren, indem sie die veränderlichen Grössen φ, t, v, v′, v″ . . . , V enthält. Die erste Last Q ist aber von der Lothrechten durch den Mittelpunkt um den Winkel φ entfernt, der beschriebene Bogen während der Zeit t ist also $=a.\varphi$ und sein Differenziale $=a.d\varphi$, folglich die Höhe, auf welche die Last Q während der Zeit dt stieg, $ds=a.d\varphi.\mathrm{Sin}\,\varphi$ und daher die Geschwindigkeit der Last Q oder $v=\frac{ds}{dt}=\frac{a.d\varphi.\mathrm{Sin}\,\varphi}{dt}$, woraus $\frac{2a.d\varphi}{dt}=\frac{2v}{\mathrm{Sin}\,\varphi}\cdot$ Eben so ist für die zweite Last $ds'=a.d\varphi.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)$ und $v'=\frac{ds'}{dt}=\frac{a.d\varphi}{dt}\cdot\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)$, woraus $\frac{2a.d\varphi}{dt}=\frac{2v'}{\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)}\cdot$ Auf gleiche Art erhalten wir für die dritte Last $v''=\frac{ds''}{dt}=\frac{a.d\varphi}{dt}\cdot\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)$, woraus $\frac{2a.d\varphi}{dt}=\frac{2v''}{\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)}$ u. s. w. Endlich für das Schwungrad $V=\frac{dS}{dt}=\frac{r.d\varphi}{dt}$ und $\frac{2a.d\varphi}{dt}=\frac{2V.a}{r}\cdot$ Multiplizirt man nun die einzelnen Glieder der obigen Gleichung einerseits mit $\frac{2v}{\mathrm{Sin}\,\varphi}$, $\frac{2v'}{\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)}\cdots\cdot\frac{2V.a}{r}$ und anderseits mit $\frac{2a.d\varphi}{dt}$, so ist $Q.2v.dv+Q'.2v'.dv'+Q''.2v''.dv''\ldots.+R.2V.dV$

$$=4g\left\{K.A.d\varphi-Q.a.\mathrm{Sin}\,\varphi.d\varphi-Q'.a.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)d\varphi-Q''.a.\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)d\varphi\ldots.\right\}.$$

Nunmehr lässt sich diese Gleichung integriren, und es wird $Q.v^2+Q'.(v')^2+Q''.(v'')^2\ldots+R.V^2$

$$=4g\left\{K.A.\varphi+Q.a.\mathrm{Cos}\,\varphi+Q'.a.\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)+Q''.a.\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)\cdots\cdot\right\}+\mathrm{Const.}$$

Die beständige Grösse wird aus dem Anfange der Bewegung bestimmt, wo nämlich die Kurbeln noch nicht weiter gerückt sind, oder wo $\varphi=0$ ist. Da die Geschwindigkeiten v, v′, v″ . . . . jene waren, womit die Lasten Q, Q′, Q″ . . . . senkrecht hinaufsteigen, so sey auch bei dem Anfange der Bewegung, w die senkrechte Geschwindigkeit der Last Q, w′ die senkrechte Geschwindigkeit der Last Q′, ... endlich W die Geschwindigkeit des Schwungrades R. Wir erhalten sonach für den Anfang der Bewegung, wo $\varphi=0$ ist, die Gleichung $Q.w^2+Q'.(w')^2+Q''.(w'')^2\ldots.+R.W^2$

$$=4g\left\{K.A.0+Q.a.\mathrm{Cos}\,0+Q'.a.\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right)+Q''.a.\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right)\ldots.\right\}+\mathrm{Const.}$$

Subtrahirt man diese Gleichung von der obern, so ist

$$Q\left(\frac{v^2-w^2}{4g}\right)+Q'\left\{\frac{(v')^2-(w')^2}{4g}\right\}+Q''\left\{\frac{(v'')^2-(w'')^2}{4g}\right\}\ldots.+R\left(\frac{V^2-W^2}{4g}\right)$$

$$=K.A.\varphi-Q.a(1-\mathrm{Cos}\varphi)-Q'.a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)\right\}-Q''.a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)\right\}-\cdots$$

Hierin sind die Grössen, womit die Lasten Q, Q' .... im zweiten Theile der Gleichung multiplizirt erscheinen, die senkrechten Räume, welche diese Lasten während der Zeit zurücklegen, als die Kraft K den Bogen beschreibt. Bei dem Anfange der Bewegung Fig. 2. Tab. 94. stand nämlich die Last Q in m und stieg sodann, während der gemeinschaftliche Winkel φ beschrieben wurde, auf die Höhe $mn = mc - nc = a - a . \mathrm{Cos}\, \varphi$.

Eben so war die Last Q', welche von Q um den Winkel $mco' = \frac{2\pi}{n}$ absteht, bei dem Anfange der Bewegung in o' oder auf der Höhe $mn' = a - a . \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right)$. Rückt nun diese Last Q' um den Winkel φ weiter, so steht sie auf der Höhe $mn'' = a - a . \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)$. Demnach ist $a - a . \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right) - \left\{a - a . \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right)\right\} = a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)\right\}$ die senkrechte Höhe, auf welche die zweite Last stieg, während sie den Winkel φ im Kreise zurücklegte. Auf gleiche Art zeigt sich, dass $a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n} + \varphi\right)\right\}$ die senkrechte Höhe ist, um welche die dritte Last Q'' sich erhob, während sie um den Winkel φ weiter rückte, u. s. w.

Die senkrechte Geschwindigkeit der Lasten Q, Q', Q'' ..... ist bei dem Anfange der Bewegung = w, w', w'' ...... Demnach lautet die obige allgemeine Gleichung in Worten ausgedrückt, so: Das Produkt der Kraft K in ihren im Kreise beschriebenen Raum $A . \varphi$ ist eben so gross, als das Produkt der Lasten Q, Q', Q'' ..... in ihre, während gleicher Zeit zurückgelegten senkrechten Räume, und in die während dieser Bewegung erzeugten Geschwindigkeitshöhen. Dieser Satz ist derselbe, wie wir ihn bereits §. 237 für eine einfache Kurbel erwiesen haben.

§. 239.

In der vorstehenden Rechnung ist die Grösse der Kraft K noch nicht bestimmt, indem das Moment des Widerstandes, wie schon Seite 319 in der berechneten Tabelle gezeigt wurde, für jeden Winkel φ einen andern Werth erhalten muss. Da aber alle Betriebskräfte, die gewöhnlich Wasserräder, Dampfmaschinen, oder auch thierische Kräfte sind, sich gleich bleiben, so muss irgend ein Werth für den Winkel φ angenommen und hiefür die Grösse der Betriebskraft K berechnet werden. In dieser Hinsicht nimmt man an, oder man fordert von der Maschine des gleichförmigen Ganges wegen, dass die anfängliche Geschwindigkeit w nach einer ganzen Umdrehung oder für $\varphi = 2\pi$ wieder hergestellt, also $v = w$ sey. Aus dieser Annahme wird nun die beständige Betriebskraft K bestimmt.

Betrachten wir zuerst den Fall, dass die vorhandenen Lasten Q, deren Anzahl wir für die ganze Peripherie mit n bezeichnen wollen, bloss im Hinaufgehen oder durch den Durchmesser 2a zu ziehen sind, sodann aber durch denselben Durchmesser wieder leer hinabgehen, so ist für $\varphi = 2\pi$ der Raum der Betriebskraft offenbar $= A . 2\pi$ und der lothrechte Raum, den jede Last Q während einer Umdrehung beschreibt $= 2a$, folglich der lothrechte Raum aller Lasten $= n . 2a$. Kehrt nun nach einer ganzen Umdrehung die anfängliche Geschwindigkeit zurück, oder heben sich die Grössen $v-w, v'-w', v''-w'' \ldots. V-W$, einander auf, so haben wir, nach dem im vorigen §. abgeleiteten Grundsatze das Produkt der Kraft in ihren im Kreise beschriebenen Raum = dem Produkte der Lasten in ihre während gleicher Zeit beschriebenen lothrechten Räume, oder $K.A.2\pi=(Q+Q'+Q''\ldots.)2a$, und wenn die Lasten $Q=Q'=Q''\ldots.$ so haben wir $K.A.2\pi=Q.n.2a$. Aus dieser Gleichung wird nun die für die Maschine erforderliche Betriebskraft berechnet.

Wie bereits mehrmal bemerkt wurde, ist es in der Ausübung bei den meisten Maschinen z. B. den Pumpwerken der Fall, dass durch eine angebrachte Vorrichtung jeder Kolben so schwer hinauf- als hinab zu bewegen ist. In diesem Falle ist also der Raum, den jede Last Q während einer Umdrehung (für $\varphi=2\pi$) beschrieben hat $=2a+2a$. Bezeichnet also wieder n die Anzahl aller Lasten auf der ganzen Peripherie, so haben wir für die Bedingung, dass nach einer Umdrehung dieselben Geschwindigkeiten wieder eintreten, die Gleichung $K.A.2\pi=(Q+Q'+Q''\ldots.)4a$, und sind die Lasten einander gleich, so ist $K.A.2\pi=Q.n.4a$, woraus nun wieder die Grösse der erforderlichen Betriebskraft bestimmt werden kann.

§. 240.

Die Wiederherstellung der Geschwindigkeit an einer Kurbel findet aber nicht nur zu Ende einer ganzen Umdrehung, sondern auch schon während derselben Statt, wenn die Lasten einander gleich sind, oder $Q=Q'=Q''\ldots.$ und wenn diese Lasten im Auf- und Abwärtsgehen einen gleichen Widerstand leisten. Um diess zu untersuchen, wollen wir Kurbeln mit $n=2$, $n=3$, $n=4\ldots.$ gleichen Lasten betrachten und untersuchen, an welchen Punkten, oder wie oft während einer Umdrehung der Raum der Lasten mit denselben multipltzirt $=Q.n.4a$ sey; in einem jeden solchen Falle muss dann offenbar $v=w$ seyn. Da nämlich die beständige Betriebskraft für jeden Punkt im Kreise $K.A.2\pi=Q.n.4a$ ist, so kann bei jenen Werthen des Winkels φ, wo diese Gleichung Statt findet, nichts mehr hinzukommen, oder in diesem Standpunkte der Lasten kann keine Beschleunigung mehr Statt finden.

Wir haben bei dieser Untersuchung zwei Fälle zu unterscheiden, nämlich wenn die Anzahl n der Lasten auf der ganzen Peripherie eine gerade, und dann wenn sie eine ungerade Zahl ist.

Betrachten wir zuerst eine Kurbel mit zwei gleichen Lasten, oder eine zweiarmige Kurbel, wobei also der Winkel, um welchen die Lasten von einander abstehen $\frac{2\pi}{n}=\frac{360}{2}=180°$ ist. Beschreibt die untere Last Q den Bogen abd oder den lothrechten Durchmesser 2a, so geht die obere Last zu gleicher Zeit durch den Durchmesser herab, demnach ist der von beiden Lasten, während nämlich die eine an die Stelle der andern kommt, beschriebene Raum $=2.2a$ und $K.A.\pi=Q.2.2a$, folglich sind auch die Geschwindigkeiten in a und d einander gleich. Dieselbe Gleichung findet aber auch Statt, wenn die Lasten nur auf die halbe Entfernung kommen, oder 90° beschreiben. In diesem Falle geht nämlich die untere Last Q auf ac hinauf, die obere Last aber auf dc herab,

Fig. 3. Tab. 94.

also legen beide den Durchmesser 2a zurück, und wir haben $K . A . \frac{1}{2}\pi = Q . 2 . a$, woraus Fig. 3. Tab. 94. wieder die erste Grundgleichung $K . A . 2\pi = Q . 2 . 4a$ folgt.

Bei einer zweiarmigen Kurbel findet sonst in keinem andern Punkte, als von 90 zu 90 Grad die zur Bestimmung der Betriebskraft K aufgestellte Grundgleichung $K . A . 2\pi = Q . 2 . 4a$ Statt. Nehmen wir z. B. an, dass jede Last um 45 Grad sich bewegt habe, so steigt die untere Last auf $ma = a(1 - \text{Cos}\,45)$ und die obere Last geht um $dn = a(1 - \text{Cos}\,45)$ herab, folglich beschreiben beide Lasten den Raum $2a(1 - \text{Cos}\,45) = 2a(1 - 0{,}7071) = a . 0{,}5858$, wogegen diese Höhe bei einer gleichförmigen Bewegung, oder wenn die aufgestellte Grundgleichung Statt finden würde, für eine Last $\frac{1}{2}a$, also für beide Lasten a betragen müsste. Wenn wir auf gleiche Art annehmen, dass jede Last um 30 Grad weiter rückt, so ist die Höhe, auf welche die erste Last steigt $am' = a(1 - \text{Cos}\,30)$ und die Höhe, um welche die zweite Last sich während gleicher Zeit senkt $= dn' = a(1 - \text{Cos}\,30)$, also für beide Lasten die Höhe $= 2a(1 - \text{Cos}\,30) = 2a(1 - 0{,}8660) = a . 0{,}2680$, wogegen selbe bei gleichförmiger Bewegung für eine Last $\frac{1}{3}a$, also für beide Lasten $\frac{2}{3}a = 0{,}6667 . a$ betragen müsste. Dasselbe ergibt sich bei allen andern Winkeln. Hieraus sehen wir, dass die Wiederherstellung der Bewegung bei einer zweiarmigen Kurbel nur dann Statt findet, wenn entweder eine Last in den Ort der vorhergehenden, oder in die Mitte zwischen diese beiden Orte kommt.

Dasselbe lässt sich auch bei einer vierarmigen Kurbel beweisen. Der Winkel, um welchen eine Last von der andern entfernt ist, beträgt sodann $\frac{2\pi}{n} = \frac{360}{4} = 90$ Grad. Wenn eine Last an die Stelle ihrer vorhergehenden tritt, so beschreibt sie den Halbmesser ac oder $cd = a$, folglich alle vier Lasten den Raum 4a und es ist $K . A . \frac{1}{2}\pi = Q . 4a$. Fig. 4. Jede Last hat daher den vierten Theil der ganzen Peripherie zurückgelegt, und ist zugleich um den vierten Theil ihrer senkrechten Höhe 2.2a, welche während einer ganzen Umdrehung beschrieben wird, gestiegen; weil also jede Last Q, während sie 90 Grad beschrieb, in gleichem Verhältnisse auch senkrecht in die Höhe stieg, so findet die Bedingniss der gleichförmigen Bewegung oder der Wiederherstellung der ersten Geschwindigkeit auch für den Winkel von 90 Grad Statt.

Dasselbe lässt sich auch zeigen, wenn jede Last bloss den halben Winkel oder 45 Grad beschrieben hat. Die erste Last steigt nämlich während dieser Zeit auf am, die zweite auf cn, folglich beide auf $am + cn = a$. Während gleicher Zeit legen die herabgehenden Lasten, welche nach unserer Annahme einen gleichen Widerstand leisten, den Raum $dn + cm = a$ zurück, folglich beträgt der Raum von allen 4 Lasten 2a, oder den achten Theil ihrer senkrechten Höhe, die während einer Umdrehung 4.4a beträgt; wir haben demnach $K . A . \frac{1}{4}\pi = Q . 4 . \frac{1}{2}a$. Diese Gleichförmigkeit findet für keinen andern Umdrehungswinkel mehr Statt, wie sich bei näherer Untersuchung leicht ergibt. Das Angeführte kann bei jeder andern Kurbel, wo die Lasten in gerader Anzahl angebracht sind, erwiesen werden, indem nämlich bei jeder 2, 4, 6, ... armigen Kurbel die Wiederherstellung der Geschwindigkeit während einer ganzen Umdrehung 2.2, 2.4, 2.6 . . . . mal eintritt. Hieraus ergibt sich nun folgendes allgemeine Gesetz: Bei jeder Kurbel, woran die Lasten in gerader Zahl vorhanden sind, erfolgt die Wiederherstellung der Geschwindigkeit nicht nur, wenn eine Last an die Stelle der vorhergehenden tritt, sondern auch in der Mitte zwischen diesen zwei Punkten.

§. 241.

Betrachten wir nun den Fall, wenn die Anzahl n der Lasten an einer Kurbel eine ungerade Zahl ist. Bei einer dreiarmigen Kurbel ist die Entfernung einer Last von der andern im Winkel $= \frac{2\pi}{n} = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ$. Befinden sich die Lasten zuerst in den Punkten a, b, d und rücken dann um 120 Grad weiter, so dass jede Last in den Ort der nächst vorhergehenden kommt; so legt die erste Last die Höhe $ac + cm$ im Hinaufsteigen, die zweite me im Hinauf- und wieder me im Hinabsteigen, dann die dritte Last $mc + ca$ im Hinabsteigen, also alle drei Lasten den lothrechten Raum $2ac + 2cm + 2me = 2.2a$ zurück. Demnach haben wir $K.A.{}^2/_3\pi = Q.3.{}^4/_3.a$. Rückt jede Last auf den halben Winkel, also um 60 Grad weiter, oder stehen die Lasten in f, g, e, so haben selbe während dieser Bewegung die Räume $ar + mr + me = 2a$ beschrieben, es ist also wieder $K.A.{}^2/_6\pi = Q.3.{}^2/_3 a$. Rückt jede Last auf den vierten Theil der Entfernung, oder um 30 Grad weiter, oder stehen die Lasten in a′, b′, d′, so beträgt die während dieser Bewegung zurückgelegte vertikale Höhe $an + mo + mc = a$, also ist $K.A.{}^2/_{12}\pi = Q.3.{}^1/_3 a$. Wenn endlich jede Last um 90 Grad weiter rückt, so haben wir wieder $K.A.{}^2/_4\pi = Q.3.{}^3/_3.a$. Die Gleichheit der Momente findet aber in keinem andern Punkte Statt, sie tritt also bei einer dreiarmigen Kurbel $3.4 = 12$mal während einer ganzen Umdrehung ein.

Fig. 5. Tab. 94.

Die dreiarmige Kurbel kommt daher der sechsarmigen in Hinsicht der Wiederherstellung der Bewegung vollkommen gleich. Eben so lässt sich zeigen, dass die Gleichheit der Bewegung bei einer fünfarmigen Kurbel $4.5 = 20$mal während einer Umdrehung Statt findet, demnach selbe einer zehnarmigen Kurbel gleichkomme. Eben so ist eine 7, 9 .... $(2n + 1)$ armige Kurbel einer 14, 18 ... $2(2n + 1)$ armigen Kurbel gleich. Hieraus ergibt sich nun folgender allgemeine Satz: Sind an der Peripherie einer Kurbel mehrere einander gleiche Lasten auf gleichen Entfernungen angebracht, aber die Anzahl dieser Lasten eine ungerade Zahl, so erfolgt die Wiederherstellung der ersten Geschwindigkeit viermal, während eine Last aus ihrem Orte in den Ort der nächstvorhergehenden Last tritt.

Aus dieser Rechnung ist es nun erklärlich, wesshalb man sich in der Ausübung meistens der dreiarmigen Kurbeln zu bedienen pflegt; indem selbe nämlich den zwei und vierarmigen vorzuziehen sind. Mehr Arme, oder mehr Lasten Q als 4 pflegt man aber selten an einer Kurbel anzubringen. Sollen dennoch mehrere Lasten vorhanden seyn, und will man die Gleichförmigkeit der Bewegung möglichst herstellen, so ist es zweckmässig, sich der fünfarmigen Kurbel zu bedienen, weil selbe der 6, 8 und 10armigen vorzuziehen ist.

§. 242.

Zur Erschöpfung dieser Theorie bleibt uns noch übrig, die Grösse und den Ort der grössten und kleinsten Geschwindigkeiten für die Bewegung bei einer

Kurbel zu berechnen. Zu diesem Zwecke wollen wir die §. 238 gefundene allgemeine Gleichung für die Bewegung bei einer Kurbel auf eine andere Art ausdrücken.

Den lothrechten Geschwindigkeiten v, v', v''…., welche durch die Umdrehungsbewegung hervorgebracht wurden, liegt eben so, wie den lothrechten Geschwindigkeiten w, w', w'' …., die zu Anfange der Bewegung schon vorhanden waren, eine gemeinschaftliche Geschwindigkeit, nämlich die Winkelgeschwindigkeit zum Grunde; alle Lasten Q, Q', Q'' …. R sind nämlich an derselben Radwelle befestigt, und beschreiben sonach in gleichen Zeiten auch gleiche Winkel. Es sey $\mathfrak{W}$ die Winkelgeschwindigkeit, welche durch die beschleunigte Bewegung hervorgebracht wurde, so ist die Geschwindigkeit in der lothrechten Richtung $v = a.\mathfrak{W}.\mathrm{Sin}\,\varphi$, ferner $v' = a.\mathfrak{W}.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)$, dann $v'' = a.\mathfrak{W}.\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n} + \varphi\right)$…. endlich $V = r.\mathfrak{W}$ *).

Nennen wir ferner ω die Winkelgeschwindigkeit, welche bei dem Anfange der Bewegung schon vorhanden war, so erhalten wir für die lothrechte Geschwindigkeit zu Anfange der Bewegung die Werthe $w = a.\omega.\mathrm{Sin}\,0 = 0$, ferner $w' = a.\omega.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + 0\right)$, dann $w'' = a.\omega.\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n} + 0\right)$…. endlich $W = r.\omega$. Werden diese Werthe in die allgemeine Gleichung substituirt, so erhalten wir

$$K.A.\varphi = Q.a(1 - \mathrm{Cos}\,\varphi) + Q'.a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)\right\} + Q''.a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n} + \varphi\right)\right\}\ldots$$
$$+ \left\{Q.a^2.\mathrm{Sin}^2\varphi + Q'.a^2.\mathrm{Sin}^2\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right) + Q''.a^2.\mathrm{Sin}^2\left(\frac{4\pi}{n} + \varphi\right)\ldots. + R.r^2\right\}\frac{\mathfrak{W}^2}{4g}$$
$$- \left\{Q'.a^2.\mathrm{Sin}^2\left(\frac{2\pi}{n}\right) + Q''.a^2.\mathrm{Sin}^2\left(\frac{4\pi}{n}\right)\ldots. + R.r^2\right\}\frac{\omega^2}{4g}.$$

Nun ist $\mathrm{Cos}\,2\varphi = \mathrm{Cos}^2\varphi - \mathrm{Sin}^2\varphi = 1 - 2\,\mathrm{Sin}^2\varphi$, daher $\mathrm{Sin}^2\varphi = \frac{1 - \mathrm{Cos}\,2\varphi}{2}$; auf gleiche Art $\mathrm{Sin}^2\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right) = \frac{1 - \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n} + 2\varphi\right)}{2}$, eben so $\mathrm{Sin}^2\left(\frac{4\pi}{n} + \varphi\right) = \frac{1 - \mathrm{Cos}\left(\frac{8\pi}{n} + 2\varphi\right)}{2}$,….

Da aber die Winkel 2φ, $\frac{4\pi}{n} + 2\varphi$, $\frac{8\pi}{n} + 2\varphi$, …. von der halben Peripherie auf die ganze Peripherie übertragen, und auf derselben auf gleichen Entfernungen $\frac{4\pi}{n}$ von einander vertheilt sind, so muss auch $\mathrm{Cos}\,2\varphi + \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n} + 2\varphi\right) + \mathrm{Cos}\left(\frac{8\pi}{n} + 2\varphi\right) + \ldots. = 0$ seyn. Wir haben nämlich die Lasten auf der ganzen Peripherie gleich vertheilt angenommen, es muss demnach auch die Summe der statischen Momente von der einen Seite um den Schwerpunkt = der Summe der Momente von der andern Seite seyn, oder

---

*) Wir haben $ds = a.d\varphi = a.\mathfrak{W}.dt$; demnach die lothrechten Geschwindigkeiten $v = \frac{a.d\varphi.\mathrm{Sin}\,\varphi}{dt} = a.\mathfrak{W}.\mathrm{Sin}\,\varphi$, ferner $v' = \frac{a.d\varphi}{dt}.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right) = a.\mathfrak{W}.\mathrm{Sin}\left(\frac{2\pi}{n} + \varphi\right)$, dann $v'' = \frac{a.d\varphi}{dt}\cdot\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n} + \varphi\right) = a.\mathfrak{W}.\mathrm{Sin}\left(\frac{4\pi}{n} + \varphi\right)$…. endlich $V = \frac{r.d\varphi}{dt} = r.\mathfrak{W}$.

die Summe der positiven Momente ist $=$ der Summe der negativen Momente. Wenn also $Q = Q' = Q'' \ldots$ so kann man durch die gleichen Gewichte beiderseits dividiren, und es muss die Summe der positiven Entfernungen $=$ der Summe der negativen Entfernungen seyn. Wir erhalten sonach
$\mathrm{Sin}^2\varphi + \mathrm{Sin}^2\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right) + \mathrm{Sin}^2\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right) \ldots = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \ldots = \frac{1}{2}.n$, da n Lasten vorhanden sind. Wären die Lasten nicht einander gleich, so liesse sich der Ausdruck nicht addiren.

In Bezug auf den letzten Theil der Gleichung haben wir
$\mathrm{Sin}^2\left(\frac{2\pi}{n}\right) = \frac{1-\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right)}{2}$, $\mathrm{Sin}^2\left(\frac{4\pi}{n}\right) = \frac{1-\mathrm{Cos}\left(\frac{8\pi}{n}\right)}{2}$, ... Da hier wieder die Winkel $\frac{4\pi}{n}$, $\frac{8\pi}{n}$, ... an der Peripherie auf gleichen Entfernungen $\frac{4\pi}{n}$ von einander vertheilt sind, so ist $\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right) + \mathrm{Cos}\left(\frac{8\pi}{n}\right) \ldots = 0$, weil der Mittelpunkt der Schwerpunkt von allen gleichen Abtheilungen ist. Es ist daher ebenfalls
$\mathrm{Sin}^2\left(\frac{2\pi}{n}\right) + \mathrm{Sin}^2\left(\frac{4\pi}{n}\right) \ldots = \frac{1}{2}n$. Substituirt man diese Werthe in die obige Gleichung, so ist für diesen Fall, wo $Q = Q' = Q'' \ldots$, die Gleichung

$$K.A.\varphi = Q.a(1-\mathrm{Cos}\varphi) + Q.a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right)\right\} + Q.a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right)\right\} \ldots$$
$$+ \left(Q.a^2.\frac{n}{2} + R.r^2\right)\frac{\mathfrak{W}^2}{4g} - \left(Q.a^2.\frac{n}{2} + R.r^2\right)\frac{\omega^2}{4g}.$$

Es muss aber nothwendig erinnert werden, dass diese Gleichung **für keine geringere Anzahl, als drei Lasten** Statt findet, indem bei ein- oder zweiarmigen Kurbeln die Eigenschaft des Schwerpunktes, dass sich die beiderseitigen Hebelsarme aufheben, nicht mehr vorhanden ist. Wir erhalten demnach für den Fall, als wenigstens drei Lasten vorhanden sind,

$$\frac{\mathfrak{W}^2}{4g} - \frac{\omega^2}{4g} = \frac{K.A.\varphi - Q.a\left\{1-\mathrm{Cos}\varphi + \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}+\varphi\right) + \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}+\varphi\right) \ldots\right\}}{Q.a^2.\frac{n}{2} + R.r^3}.$$

Setzen wir nun $\varphi = \frac{2\pi}{n}$, so gibt die Bedingniss, dass die Geschwindigkeit $\mathfrak{W}$ wieder $= \omega$ werden muss, wenn n eine **gerade** Zahl ist, folglich der Winkel des letzten bewegten Körpers $= \pi$ wird, $1 - \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right) + \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right) + \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right) - \ldots - \mathrm{Cos}\,\pi = 2$ folglich $K.A.\frac{2\pi}{n} = Q.2a$. Wenn n eine **ungerade** Zahl ist, so haben wir für $\varphi = \frac{2\pi}{2n}$ die Gleichung $1 - \mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{n}\right) + \mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{3\pi}{n}\right) + \mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{n}\right) - \mathrm{Cos}\left(\frac{5\pi}{n}\right) \ldots + \mathrm{Cos}\frac{\pi}{n} = 1$, sonach $K.A.\frac{\pi}{n} = Q.a$, also abermals $\mathfrak{W} = \omega$.

§. 243.

Da **dreiarmige Kurbeln** am häufigsten vorkommen, so wollen wir die Bewegung bei denselben noch besonders untersuchen. Die allgemeine Gleichung für einen dreiarmigen Krummzapfen, wobei die angehängten Lasten $Q = Q' = Q''$ sind, ist:

$$\frac{\mathfrak{W}^2-\omega^2}{4g}=\frac{K.A.\varphi-Q.a\left\{1-\mathrm{Cos}\,\varphi+\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{3}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{2\pi}{3}+\varphi\right)+\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{3}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{3}+\varphi\right)\right\}}{{}^3\!/_2\,Q.a^2+R.r^2}$$

Nun ist $1=\mathrm{Cos}\,0=\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}-\frac{\pi}{3}\right)$, ferner $\mathrm{Cos}\,\varphi=\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi-\frac{\pi}{3}\right)$, demnach $\frac{\mathfrak{W}^2-\omega^2}{4g}=$

$$\frac{K.A.\varphi-Q.a\left\{\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}-\frac{\pi}{3}\right)+\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\frac{\pi}{3}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi-\frac{\pi}{3}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi+\frac{\pi}{3}\right)+\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{3}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{4\pi}{3}+\varphi\right)\right\}}{{}^3\!/_2\,Q.a^2+R.r^2}$$

Aus der Trigonometrie ist aber bekannt, dass

$\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}-\frac{\pi}{3}\right)=\mathrm{Cos}\frac{\pi}{3}\cdot\mathrm{Cos}\frac{\pi}{3}+\mathrm{Sin}\frac{\pi}{3}\cdot\mathrm{Sin}\frac{\pi}{3}$, und $-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi-\frac{\pi}{3}\right)=-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\mathrm{Cos}\frac{\pi}{3}-\mathrm{Sin}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\mathrm{Sin}\frac{\pi}{3}$

$\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\frac{\pi}{3}\right)=\mathrm{Cos}\frac{\pi}{3}\cdot\mathrm{Cos}\frac{\pi}{3}-\mathrm{Sin}\frac{\pi}{3}\cdot\mathrm{Sin}\frac{\pi}{3}$, und $-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi+\frac{\pi}{3}\right)=-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\mathrm{Cos}\frac{\pi}{3}+\mathrm{Sin}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\mathrm{Sin}\frac{\pi}{3}$

also $\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}-\frac{\pi}{3}\right)+\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\frac{\pi}{3}\right)=2\,\mathrm{Cos}^2\left(\frac{\pi}{3}\right)$, also $-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi-\frac{\pi}{3}\right)-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi+\frac{\pi}{3}\right)=-2\,\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\mathrm{Cos}\frac{\pi}{3}$

Beide Summen geben zusammen

$2\,\mathrm{Cos}^2\left(\frac{\pi}{3}\right)-2\,\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\mathrm{Cos}\,\frac{\pi}{3}=2\,\mathrm{Cos}\,\frac{\pi}{3}\left\{\mathrm{Cos}\,\frac{\pi}{3}-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\right\}$. Da nun die Summe der Momente von der einen Seite eben so gross ist, als jene von der andern Seite, so braucht man bloss erstere zu verdoppeln, und es ist

$$\frac{\mathfrak{W}^2-\omega^2}{4g}=\frac{K.A.\varphi-Q.a.4\,\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}\right)\left\{\mathrm{Cos}\,\frac{\pi}{3}-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\right\}}{{}^3\!/_2\,Q.a^2+R.r^2}.$$ Weil aber

$\mathrm{Cos}\,\frac{\pi}{3}=\mathrm{Cos}\,\frac{180}{3}=\mathrm{Sin}\,30=\frac{1}{2}$, so erhalten wir die allgemeine Gleichung für die Bewegung bei einem dreiarmigen Krummzapfen

$$\frac{\mathfrak{W}^2-\omega^2}{4g}=\frac{K.A.\varphi-Q.a.2\left\{\mathrm{Cos}\,\frac{\pi}{3}-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\right\}}{{}^3\!/_2\,Q.a^2+R.r^2}.$$ Nehmen wir in dieser Gleichung $K.A.{}^1\!/_2\,\pi=Q.3a$ an, wie es für die Widerherstellung der Bewegung oder für $\mathfrak{W}=\omega$ nach §. 241 bei einer dreiarmigen Kurbel der Fall seyn muss, so ist, wenn dieser Werth substituirt wird,

$$\frac{\mathfrak{W}^2-\omega^2}{4g}=\frac{Q\cdot\frac{6a}{\pi}\cdot\varphi-Q.2a\left\{\mathrm{Cos}\,\frac{\pi}{3}-\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\right\}}{{}^3\!/_2\,Q.a^2+R.r^2}=\frac{2\,Q.a\left\{\frac{3\varphi}{\pi}-\mathrm{Cos}\,\frac{\pi}{3}+\mathrm{Cos}\left(\frac{\pi}{3}+\varphi\right)\right\}}{{}^3\!/_2\,Q.a^2+R.r^2}$$

Aus dieser Gleichung ersehen wir:

1tens. Die Geschwindigkeit $\mathfrak{W}$ wird $=\omega$, wenn $\varphi=\frac{\pi}{3}=60$ Grad, denn in diesem Falle ist $2\,Q.a\,(1-\mathrm{Cos}\,60+\mathrm{Cos}\,120)=2\,Q.a\,(1-{}^1\!/_2-{}^1\!/_2)=0$

2tens. Wenn der Winkel $\varphi=\frac{\pi}{6}=30$ Grad, so ist

$2\,Q.a\,({}^1\!/_2-\mathrm{Cos}\,60+\mathrm{Cos}\,90)-2\,Q.a\,({}^1\!/_2-{}^1\!/_2+0)=0$, also wieder $\mathfrak{W}=\omega$.

3tens. Um aber die Ungleichheiten, welche zwischen diesen gleichförmigen Bewegungen eintreten, zu berechnen, müssen wir untersuchen, bei welchem Winkel der

Unterschied $\frac{\mathfrak{W}^2 - \omega^2}{4g} = \frac{2Q \cdot a \left\{ \frac{3\varphi}{\pi} - \frac{1}{2} + \mathrm{Cos}\,(60 + \varphi) \right\}}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r^2}$ ein Maximum oder Minimum wird. Die unter dem Texte beigefügte höhere Rechnung *) enthält die Winkel, bei welchen das Maximum und Minimum der Beschleunigung eintritt. Da nach 60 Grad die ursprüngliche Bewegung wie für $\varphi = 0$ wieder Statt findet, so kann man die Beschleunigung von diesem Punkte als von neuem anfangend betrachten. Wir erhalten hiernach folgende Tabelle:

Winkel φ	Geschwindigkeitshöhe $\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}^2}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + \frac{2.a.Qa^2\left\{\frac{3\varphi}{\pi} - \frac{1}{2} + \mathrm{Cos}\,(60+\varphi)\right\}}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r^2}$
0	$\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}^2}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + 0$
$12^\circ\, 44^{\mathrm{Min.}}$	$\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}^2}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + \frac{2a^3 \cdot Q(0{,}21222 - 0{,}5 + 0{,}29682)}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r^2} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + 0{,}00904 \cdot a \cdot \frac{2Q \cdot a^2}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r^2}$
30°	$\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}^2}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + 0$
$47^\circ\, 16^{\mathrm{Min.}}$	$\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}^2}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + \frac{2a^3 \cdot Q(0{,}78778 - 0{,}5 - 0{,}29682)}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r^2} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} - 0{,}00904 \cdot a \cdot \frac{2Q \cdot a^2}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r^2}$
60°	$\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + 0$
$72^\circ\, 44^{\mathrm{Min}}$.	$\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}^2}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + \frac{2a^3 \cdot Q(0{,}21222 - 0{,}5 + 0{,}29682)}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r^2} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + 0{,}00904 \cdot a \cdot \frac{2Q \cdot a^2}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r^2}$
90°	$\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}^2}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + 0$
$107^\circ\, 16^{\mathrm{Min.}}$	$\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}^2}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + \frac{2a^3 \cdot Q(0{,}78778 - 0{,}5 - 0{,}29682)}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r^2} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} - 0{,}00904 \cdot a \cdot \frac{2Q \cdot a^2}{{}^3/_2\, Q \cdot a^2 + R \cdot r}$
120°	$\frac{a^2 \cdot \mathfrak{W}^2}{4g} = \frac{a^2 \cdot \omega^2}{4g} + 0$

Die mittlere Geschwindigkeit findet bei jedem Drittel (120°) viermal, nämlich bei 0°, 30°, 60°, 90°, Statt, folglich bei einer ganzen Umdrehung zwölfmal.

§. 244.

Bei den bisherigen allgemeinen Untersuchungen des Krummzapfens haben wir bloss die Ungleichheiten in der Bewegung oder Geschwindigkeit während einer Umdrehung bestimmt. Die Resultate unserer Untersuchung lassen sich sonach bei allen Krummzapfen, es mögen was immer für Maschinen damit betrieben werden, anwenden. Da wir in diesem Kapitel von Druckwerken handeln, so müssen die Ungleichförmigkeiten, welche in dem Betriebe dieser Maschinen bei Anwendung von Krummzapfen entstehen, noch näher untersucht werden. Wir wollen daher die Bewegung bei Druckwerken näher betrachten, wenn dieselben mit 1, 2, 3 .... armigen Kurbeln betrieben werden, und für einen jeden dieser Fälle die Unterschiede in den statischen Momenten, den mittlern Halbmesser der Last, die Höhe des Ansaugens für die verschiedenen Umdrehungswinkel, auf gleiche Art die Höhe des Hinaufdrückens des Wassers, endlich auch die Kolbenreibung bestimmen.

---

*) Der erste Differenzialkoeffizient des obigen Ausdrucks ist $\frac{3}{\pi} - \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi) = 0$, woraus $\mathrm{Sin}\,(60 + \varphi) = \frac{3}{\pi}$. Der zweite Differenzialkoeffizient ist $-\mathrm{Cos}\,(60 + \varphi)$. Wenn also $\mathrm{Cos}\,(60 + \varphi)$ positiv ist, so gibt der Ausdruck ein Maximum; wird aber dieser Cos negativ, so gibt diess ein Minimum. Nun ist $\mathrm{Sin}\,(60 + \varphi) = \mathrm{Sin}\, 72^\circ\, 44^{\mathrm{Min.}}$, wovon der Cos positiv ist; das Maximum findet also für $\varphi = 12^\circ\, 44^{\mathrm{Min.}}$ und für $\varphi = 72^\circ\, 44^{\mathrm{Min.}}$ Statt. Ferner ist $\mathrm{Sin}\,(60 + \varphi) = \mathrm{Sin}\, 107^\circ\, 16^{\mathrm{Min.}}$, wovon der Cos negativ ist; demnach findet das Minimum für $\varphi = 47^\circ\, 16^{\mathrm{Min.}}$ und für $\varphi = 107^\circ\, 16^{\mathrm{Min.}}$ Statt.

Betrachten wir zuerst eine einarmige Kurbel; der Widerstand oder die Last, welche die ganze Bewegung des Druckwerkes verursacht, sey an jenem Punkte des Druckbalkens (*Balancier*), wo die Kurbel angebracht ist $= Q$, und die Einrichtung durch Zulagsgewichte so gemacht, dass die Kurbel während dem Aufziehen nur die halbe Last $\frac{1}{2}Q$ und während dem Herabgehen die andere halbe Last $\frac{1}{2}Q$ zu überwältigen hat. Da nun die Produkte der Kraft und Last in ihre gleichzeitigen Räume für jede Umdrehung einander gleich seyn müssen, wenn dieselbe Geschwindigkeit nach jeder Umdrehung zurückkehren soll, so haben wir $\frac{1}{2}Q \,.\, 2a + \frac{1}{2}Q \,.\, 2a = K \,.\, \pi \,.\, 2A$ oder $\frac{1}{2}Q \,.\, \frac{7}{11}a = K \,.\, A$, oder der mittlere Halbmesser der Last ist $\frac{7}{11}a$. Das statische Moment oder der Widerstand der Last ist in jedem Punkte $= \frac{Q}{2} \cdot \text{Sin}\,\varphi = \frac{Q}{2} \cdot \text{Sin}\,mcp$. Die Höhe Fig. 6. Tab. 94. des Ansaugens während der Bewegung durch die ersten 30 Grad oder während der Bogen mp beschrieben wird, ist $= mn \cdot \frac{L}{l} = (1 - \text{Cos}\,30^\circ)\frac{a\,.\,L}{l} = 0{,}134\,a \cdot \frac{L}{l}$, wo nämlich $L:l$ das Verhältniss der Entfernung der Kolbenstange zur Entfernung der Hubsstange des Kurbelarmes am *Balancier* bezeichnet. Auf gleiche Art ist die Höhe, auf welche der Kolben im Stiefel sich während der zweiten 30 Grad erhebt, oder die Höhe des Ansaugens, während der Bogen pq beschrieben wird $= on \cdot \frac{L}{l} = (cn - co)\frac{L}{l} = (\text{Cos}\,30 - \text{Cos}\,60)a \cdot \frac{L}{l} = 0{,}366\,a \cdot \frac{L}{l}$, u. s. w. Die einzelnen statischen Momente, welche für die verschiedenen Umdrehungswinkel eintreten, so wie die angesaugte und die hinaufgedrückte Höhe des Wassers sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt:

Umdrehungswinkel φ	Statisches Moment der Last.	Angesaugte	Hinabgedrückte
		Höhe des Wassers im Kolbenrohre.	
0°	$\frac{Q}{2} \cdot 0$	$0{,}134\, a \cdot \frac{L}{l}$	0
30°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}500\, a$	$0{,}366\, a \cdot \frac{L}{l}$	0
60°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}866\, a$	$0{,}500\, a \cdot \frac{L}{l}$	0
90°	$\frac{Q}{2} \cdot a$	$0{,}500\, a \cdot \frac{L}{l}$	0
120°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}866\, a$	$0{,}366\, a \cdot \frac{L}{l}$	0
150°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}500\, a$	$0{,}134\, a \cdot \frac{L}{l}$	0
180°	$\frac{Q}{2} \cdot 0$	0	$0{,}134\, a \cdot \frac{L}{l}$
210°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}500\, a$	0	$0{,}366\, a \cdot \frac{L}{l}$
240°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}866\, a$		

und so weiter.

Aus dieser Tabelle sehen wir, dass bei der einarmigen Kurbel die statischen Momente der Last von 0 bis $\frac{1}{2}a \,.\, Q$ wechseln, und dass der Wasserstrahl, welchen ein solches Druckwerk gibt, unterbrochen sey, indem während einer halben Umdrehung nur angesaugt und während der andern halben Umdrehung das Wasser nur herausgedrückt wird.

Wird nun dieselbe Last Q oder ein Druckwerk mit gleichen Dimensionen, aber mit zwei Stiefeln, deren jeder den Querschnitt $\frac{1}{2}F$ hat, mittelst einer zweiarmigen Kurbel betrieben, so verursacht jedes Druckwerk nur den Widerstand $\frac{1}{2}Q$ und wenn abermals Zulagsgewichte angebracht werden, so ist der Widerstand, der sich an der Kurbel äusserst, nur $\frac{1}{4}Q$. Man pflegt in diesem Falle die Arme dieser Kurbel in das Kreuz zu stellen, so nämlich, das beide mitsammen einen rechten Winkel machen, oder wenn die eine Last sich in m befindet, dass zu gleicher Zeit die andere Last in d sey. Fig. 7. Tab. 94. Wird nun hier jeder Last $\frac{1}{2}Q$ gleichfalls ein Gegengewicht $\frac{1}{4}Q$ entgegengestellt, so haben wir das Moment des Widerstandes für die Stellung m und d, $= \frac{1}{4} Q \,.\, 0 + \frac{1}{4} Q \,.\, a = \frac{1}{2} Q \,.\, a \,.\, 0{,}5$. Dasselbe Moment findet für d und f, für f und g, für g und m Statt. Wenn aber die Last von m oder d . . . . einen Winkel von 45 Grad zurückgelegt hat, so hat die Kraft zwei Momente zu überwältigen, wovon jedes $= \frac{1}{4} Q \,.\, a \sqrt{\frac{1}{2}}$, demnach beide zusammen $= \frac{1}{2} Q \,.\, a \,.\, 0{,}707$ sind. Die Gleichung $\frac{1}{2} Q \,.\, 2 \,.\, 2a = K \,.\, \pi \,.\, 2A$ gibt $\frac{1}{2} Q \,.\, \frac{7}{11} a = K \,.\, A$; der mittlere Halbmesser der Last ist also

Fig. 7. Tab. 94.

abermals $= \frac{7}{11}\,a = 0{,}6364\,a$. Stehen die Kurbeln in m und d und bewegen sich um 45 Grad weiter, so wird die erste um m n, die zweite um c i, demnach beide um $mn + ci = a$ gehoben und die Höhe des Ansaugens des Kolbens wird $a \cdot \frac{L}{l}$ betragen. Derselbe Fall tritt aber bei jeder Bewegung um 45 Grad ein, indem entweder die Höhe des Ansaugens, oder jene des Herabdrückens, oder beide zusammen $\frac{a\,.\,L}{l}$ betragen. In der nachstehenden Tabelle sind wieder die betreffenden Werthe zusammengestellt.

Umdrehungswinkel φ	Statisches Moment der Last.	Angesaugte	Hinabgedrückte
		Höhe des Wassers im Kolbenrohre.	
0°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}500\,a$	$a \cdot \frac{L}{l}$	0
45°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}707\,a$	$a \cdot \frac{L}{l}$	0
90°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}500\,a$	$0{,}707\,a \cdot \frac{L}{l}$	$0{,}293\,a \cdot \frac{L}{l}$
135°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}707\,a$	$0{,}293\,a \cdot \frac{L}{l}$	$0{,}707\,a \cdot \frac{L}{l}$
180°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}500\,a$	0	$a \cdot \frac{L}{l}$
225°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}707\,a$	0	$a \cdot \frac{L}{l}$
270°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}500\,a$	$0{,}293\,a \cdot \frac{L}{l}$	$0{,}707\,a \cdot \frac{L}{l}$
315°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}707\,a$	$0{,}707\,a \cdot \frac{L}{l}$	$0{,}293\,a \cdot \frac{L}{l}$
360°	$\frac{Q}{2} \cdot 0{,}500\,a$		

Aus dieser Tabelle sehen wir, dass die statischen Momente von $\frac{1}{2} Q \,.\, 0{,}5\,a$ zu $\frac{1}{2} Q \,.\, 0{,}707\,a$, demnach nicht mehr so viel, als bei einer einarmigen Kurbel wechseln, allein der Wasserstrahl ist hier ebenfalls unterbrochen.

Fig. 8.

Bei der dreiarmigen Kurbel hängt an jedem Arme die Last $\frac{1}{3} Q$. In diesem Falle ist es gleichgiltig, ob die Arme mit Auflagsgewichten für das Auf- und Absteigen ausgeglichen sind oder nicht. Im letzten Falle haben wir in der Stellung a, b, d das einzige Moment in $d = \frac{1}{3} Q \,.\, a \sqrt{\frac{3}{4}}$, oder wenn auf den Kolben gleiche Gewichte liegen, so ist d mit dem Gegengewichte in b zusammen $= 2 \,.\, \frac{1}{6} Q \,.\, a \sqrt{\frac{3}{4}} = \frac{1}{3} Q \,.\, a \,.\, 0{,}866$. Rückt die Kurbel um 30 Grad weiter, so sind für die Stellung e, f, g die zwei Momente in e und f $= \frac{1}{3} Q \,.\, 2 \,.\, \frac{1}{2} a = \frac{1}{3} Q \,.\, a$. Nach abermals 30 Graden oder nach 60 Grad ist das einzige Moment in $h = \frac{1}{3} Q \,.\, a \sqrt{\frac{3}{4}}$. Für die folgende Stellung ist das einzige Moment in l $= \frac{1}{3} Q \,.\, a$, und so wechseln die Momente sechsmal von $\frac{1}{3} Q \,.\, a \sqrt{\frac{3}{4}}$ zu $\frac{1}{3} Q \,.\, a$ oder von

$\frac{1}{3}Q \,.\, 0{,}866\, a$ zu $\frac{1}{3}Q \,.\, a$; der Unterschied der statischen Momente ist daher abermals kleiner als bei der zweiarmigen Kurbel. Nachstehende Tabelle zeigt wieder die hier eintretenden Verhältnisse.

Winkel φ	Statisches Moment der Last.	Angesaugte	Hinabgedrückte
		Höhe des Wassers im Kolbenrohre.	
0°	$0 + \frac{Q}{6} \cdot 0{,}866\, a + \frac{Q}{6} \cdot 0{,}866\, a = \frac{Q}{3} \cdot 0{,}866\, a$	$0 + 0 + 0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l} = 0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l}$	$0{,}134 a \cdot \frac{L}{l} + 0{,}366 a \cdot \frac{L}{l} + 0 = 0{,}5 a \cdot \frac{L}{l}$
30°	$\frac{Q}{6} \cdot 0{,}5\, a + \frac{Q}{6} \cdot 0{,}5\, a + \frac{Q}{6} \cdot a = \frac{Q}{3} \cdot a$	$0 + 0 + 0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l} = 0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l}$	$0{,}366 a \cdot \frac{L}{l} + 0{,}134 a \cdot \frac{L}{l} + 0 = 0{,}5 a \cdot \frac{L}{l}$
60°	$\frac{Q}{6} \cdot 0{,}866\, a + 0 + \frac{Q}{6} \cdot 0{,}866\, a = \frac{Q}{3} \cdot 0{,}866\, a$	$0 + 0{,}134 a . \frac{L}{l} + 0{,}366 a \cdot \frac{L}{l} = 0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l}$	$0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l} + 0 + 0 = 0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l}$
90°	$\frac{Q}{6} \cdot a + \frac{Q}{6} \cdot 0{,}5\, a + \frac{Q}{6} \cdot 0{,}5\, a = \frac{Q}{3} \cdot a$	$0 + 0{,}366 a . \frac{L}{l} + 0{,}134 a \cdot \frac{L}{l} = 0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l}$	$0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l} + 0 + 0 = 0{,}5\, a \cdot \frac{L}{l}$
120°	$\frac{Q}{6} \cdot 0{,}866\, a + \frac{Q}{6} \cdot 0{,}866\, a + 0 = \frac{Q}{3} \cdot 0{,}866\, a$		

und so weiter.

Aus dieser Tabelle sehen wir, dass die Höhe des Ansaugens und jene des Herabdrückens des Wassers für je 30 Grad durchaus gleich sey; der Wasserstrahl ist also ununterbrochen. Jede Last $\frac{1}{3}Q$ beschreibt den Raum $2a$, demnach haben wir $\frac{1}{3}Q \,.\, 3 \,.\, 2a = K \,.\, \pi \,.\, 2A$, oder $\frac{1}{3}Q \,.\, \frac{21}{22} \,.\, a = K.A$, oder der mittlere Halbmesser der Last ist $= \frac{21}{22}\, a = 0{,}9545\, a$.

Bei der vierarmigen Kurbel, welche in das Kreuz gestellt wird, ist der Wasserstrahl gleichfalls ununterbrochen. Wir haben an jedem Arm die Last $\frac{1}{4}Q$, und in den Stellungen der Arme bei 0°, 90°, 180°, 270° ist das statische Moment $= \frac{1}{4}Q \,.\, a$. In der Stellung bei 45°, 135°, 225°, 315° ist die Summe der Momente $= \frac{1}{4}Q \,.\, 2\, a\sqrt{\frac{1}{2}} = \frac{1}{4}Q \,.\, a\sqrt{2} = \frac{1}{4}Q \,.\, 1{,}414\, a$, folglich wechseln die Momente achtmal im Kreise und zwar von $\frac{1}{4}Q \,.\, a$ zu $\frac{1}{4}Q \,.\, 1{,}414\, a$. Die Gleichung $4 \,.\, \frac{1}{4}Q \,.\, 2a = K \,.\, \pi \,.\, 2A$ gibt $\frac{1}{4}Q \,.\, \frac{14}{11}\, a = K \,.\, A$ oder die Last $\frac{1}{4}Q$ befindet sich am mittlern Hebelsarm $1{,}2727\, a$.

Bei der fünfarmigen Kurbel ist der Winkel von einem Arm zum andern $= 72°$. Die Summe der Momente in der ersten Stellung der 5 Arme bei 0°, 72°, 144°, 216°, 283° ist $\frac{1}{5}Q \,.\, 0 + \frac{1}{5}Q \,.\, a \,.\, \mathrm{Sin}\, 72° + \frac{1}{5}Q \,.\, a \,.\, \mathrm{Sin}\, 144° = \frac{1}{5}Q \,.\, 0{,}9511\, a + \frac{1}{5}Q \,.\, 0{,}5378\, a = \frac{1}{5}Q \,.\, 1{,}5389\, a$. In der zweiten Stellung bei 18°, 90°, 162°, 234°, 306° ist die Summe der Momente $\frac{1}{5}Q \,.\, a \,.\, \mathrm{Sin}\, 18° + \frac{1}{5}Q \,.\, a \,.\, \mathrm{Sin}\, 90° + \frac{1}{5}Q \,.\, a \,.\, \mathrm{Sin}\, 18° = \frac{1}{5}Q \,.\, 0{,}3090 a + \frac{1}{5}Q \,.\, a + \frac{1}{5}Q \,.\, 0{,}3090 a = \frac{1}{5}Q \,.\, 1{,}6180 a$. In der dritten Stellung bei 36°, 108°, 180°, 252°, 324° ist die Summe der Momente $= \frac{1}{5}Q \,.\, a \,.\, \mathrm{Sin}\, 36° + \frac{1}{5}Q \,.\, a \,.\, \mathrm{Sin}\, 72° = \frac{1}{5}Q \,.\, 0{,}5878\, a + \frac{1}{5}Q \,.\, 0{,}9511\, a = \frac{1}{5}Q \,.\, 1{,}5389\, a$, wie in der ersten Stellung. In der vierten Stellung bei 54°, 126°, 198°, 270°, 342° ist die Summe der Momente $= \frac{1}{5}Q \,.\, 0{,}8090\, a + \frac{1}{5}Q \,.\, 0{,}8090\, a = \frac{1}{5}Q \,.\, 1{,}6180\, a$, wie in der zweiten, und so geht es fort. Es gibt also zwanzig Wechsel im Kreise von $\frac{1}{5}Q \,.\, 1{,}5339\, a$ zu $\frac{1}{5}Q \,.\, 1{,}6180\, a$. Diese Aenderung ist kleiner als bei allen vorhergehenden, und auch kleiner, als bei der sechsarmigen Kurbel. Da jeder Arm während einer Umdrehung den Raum $2a$ zurücklegt, so ist $5 \,.\, {}^1\!/_5 Q \,.\, 2a = K \,.\, \pi \,.\, 2A$ oder ${}^1\!/_5 Q \,.\, {}^{35}\!/_{22}\, a = K \,.\, A$ oder die Last ${}^1\!/_5 Q$ befindet sich am Hebelsarme $1{,}5909\, a$. Auf gleiche Art kann die Untersuchung bei Kurbeln mit mehr als 5 Armen geführt werden.

In Hinsicht auf die Reibung gehen aber Druckwerke mit mehrarmigen Kurbeln immer schwerer. Der einfache Krummzapfen hat von Seite der Last die Wassersäule $F\left(H + \frac{\mu \,.\, H}{D}\right)$ zu heben. Bei einem zweiarmigen Krummzapfen, oder wenn 2 Stiefeln, jeder mit der halben Fläche oder dem Durchmesser $\frac{D}{\sqrt{2}}$ vorhanden sind, ist der Widerstand $\frac{2 \,.\, F}{2}\left(H + \frac{\mu \,.\, H \,.\, \sqrt{2}}{D}\right) = F\left(H + \frac{\mu \,.\, H \,.\, 1{,}414}{D}\right)$. Bei der dreiarmigen Kurbel ist dieser Widerstand $\frac{3 \,.\, F}{3}\left(H + \frac{\mu \,.\, H\sqrt{3}}{D}\right) = F\left(H + \frac{\mu \,.\, H \,.\, 1{,}732}{D}\right)$. Bei der vierarmigen Kurbel ist derselbe $= \frac{4 \,.\, F}{4}\left(H + \frac{\mu \,.\, H\sqrt{4}}{D}\right) = F\left(H + \frac{\mu \,.\, 2H}{D}\right)$. Die Reibung beträgt also im letzterm Falle gerade zweimal so viel, als wenn die Kurbel einarmig und die Querschnittsfläche des Kolbens $= F$ ist. Eben so nimmt die Reibnng bei Kurbeln mit mehr als 4 Armen noch mehr zu.

In Rücksicht aller dieser Umstände pflegt man gewöhnlich Druckwerke mit dreiarmigen Kurbeln anzulegen, weil selbe den Vortheil des ununterbrochenen Wasserstrahls und einer ziemlich gleichförmigen Bewegung haben; überdiess auch die Gegengewichte bei denselben entbehrt werden können, folglich eine geringere Reibung an den Achsen des Krummzapfens entsteht.

§. 245.

Aus der vorstehenden umständlichen Theorie des Krummzapfens §. 236 bis §. 244 haben wir die Ungleichheiten, welche bei der Bewegung an jedem solchen Krummzapfen entstehen, kennen gelernt. Dagegen wurde in unserer Berechnung der vereinigten Saug- und Druckwerke §. 228 bis 235 auf diese Ungleichförmigkeit in der Bewegung noch keine Rücksicht genommen; wir müssen daher zur Erschöpfung dieses, für die Maschinenlehre wichtigen Gegenstandes für den gewöhnlichen Fall, wo drei Kurbeln vorhanden sind, die genaue Berechnung eines dreiarmigen Saug- und Druckwerkes mit Rücksicht auf die hiebei eintretende Kurbelbewegung nochmals vornehmen.

Es sey die ganze Steighöhe des Wassers oder die senkrechte Höhe von der Oberfläche des Wassers, in welchem das Saugrohr steht, bis zur Oberfläche des Oberwassers oder bis zur Mitte der Ausgussmündung $= H$, die senkrechte Höhe des Saugrohres $= a$ und seine Länge $= l$, im Falle es nämlich entweder schief oder zum Theile im Wasser steht; der Durchmesser des Saugrohres $= d$ und seine Querschnittsfläche $= f$, der Durchmesser des Kolbenrohres $= D$ und seine Querschnittsfläche $= F$, dann die Hubshöhe des Kolbens $= b'$; der Durchmesser des Steigrohres $= \delta$, seine Querschnittsfläche $= \gamma$ und Länge $= \lambda$, demnach seine vertikale Höhe $= H - a$; der Halbmesser des Wasserrades $= r$, seiner Zapfen $= e$ und R das Gewicht des Rades, der Kurbeln und aller im Kreise sich bewegenden Theile auf den Halbmesser b des Kurbelarmes reduzirt (dieses geschieht indem man ein jedes Gewicht mit dem Quadrate seiner Entfernung multiplizirt und mit

b^2 dividirt). Das Gewicht einer Kolben- oder Druckstange sammt Leitstange (*Balancier*) und Kolben nebst Zulagsgewicht sey $= G$, die beständige Kraft am Umfange des Wasserrades $= K$, endlich die Höhe des atmosphärischen Druckes $= h$.

Die Berechnung eines dreiarmigen Saug- und Druckwerkes haben wir ganz unter dem Texte *) beigesetzt, da sich dieselbe bei der Schwierigkeit des Gegenstandes auf elementare Art nicht ableiten lässt.

---

*) Es sey der Winkel, um welchen sich das Rad und die drei Kurbelarme von ihrem ersten Standpunkte A gewendet haben $ACB = A'CD = A''CE = \varphi$ und die in der Zeit dt beschriebenen Winkel $BCb = DCd = ECe = d\varphi$, so ist $ACD = 120 + \varphi$ und $A'''CE = 60 + \varphi$. Der senkrechte Raum Ai, um welchen sich der Krummzapfen des ersten Kolbens während der Zeit t gehoben hat, ist $= b(1 - \text{Cos}\,\varphi)$, sonach wird in der Zeit dt der senkrechte Raum $d\Big(b(1 - \text{Cos}\,\varphi)\Big) = b\,.\,d\varphi\,.\,\text{Sin}\,\varphi$ beschrieben, und die senkrechte Geschwindigkeit des ersten Kolbens ist $\frac{b\,.\,d\varphi\,.\,\text{Sin}\,\varphi}{dt}$. Der senkrechte Raum, um welchen der zweite Kolben während der Zeit t steigt, ist

Fig. 9. Tab. 94.

$b\Big(1 - \text{Cos}\,(120 + \varphi)\Big) - b\,(1 - \text{Cos}\,120) = b\,.\,\text{Cos}\,120 - b\,.\,\text{Cos}\,(120 + \varphi)$, und während der Zeit dt ist der Raum $= b\,.\,d\varphi\,.\,\text{Sin}\,(120 + \varphi)$, demnach die lothrechte Geschwindigkeit $= \frac{b\,.\,d\varphi\,.\,\text{Sin}\,(120 + \varphi)}{dt}$. Eben so ist die senkrechte Geschwindigkeit des dritten Kolbens $= \frac{b\,.\,d\varphi\,.\,\text{Sin}\,(60 + \varphi)}{dt}$. Wir sehen hieraus, dass die Summe der perpendikulären Geschwindigkeiten auf der einen Seite $=$ ist der Summe der perpendikulären Geschwindigkeiten auf der andern Seite, indem $\text{Sin}\,\varphi + \text{Sin}\,(120 + \varphi) = \text{Sin}\,(60 + \varphi)$. Wir haben nämlich
$\text{Sin}\,(60 + \varphi - 60) + \text{Sin}\,(60 + \varphi + 60) = \text{Sin}\,(60 + \varphi)\,.\,\text{Cos}\,60 - \text{Cos}\,(60 + \varphi)\,.\,\text{Sin}\,60 + \text{Sin}\,(60 + \varphi)\,.\,\text{Cos}\,60 + \text{Cos}\,(60 + \varphi)\,.\,\text{Sin}\,60 = 2\,\text{Cos}\,60\,.\,\text{Sin}\,(60 + \varphi) = 2\,.\,\tfrac{1}{2}\,.\,\text{Sin}\,(60 + \varphi)$ also $= \text{Sin}\,(60 + \varphi)$; die Summe der perpendikulären Geschwindigkeiten ist daher für jeden Winkel beiderseits gleich. Es wird demnach in jedem Augenblicke eben so viel Wasser als von der einen Seite angesaugt wird, von der andern Seite durch das Steigrohr abgeführt und oben ausgegossen. Aber auch die Summe der statischen Momente ist für den gewöhnlichen Fall, wo die Bewegung der Kolben im Ansaugen und Herabdrücken durch Zulagsgewichte gleich schwer gemacht ist, ebenfalls beiderseits gleich, indem wieder in jedem Standpunkte
$b\,.\,\text{Sin}\,\varphi + b\,.\,\text{Sin}\,(120 + \varphi) = b\,.\,\text{Sin}\,(60 + \varphi)$.

Dagegen ist die ganze Summe der perpendikulären Geschwindigkeiten aller drei Kolben, und jene der statischen Momente ungleich, indem sich selbe mit den Sinussen der Umdrehungswinkel ändert. In dem Maasse nun, als die Summe der Geschwindigkeiten und der statischen Momente von A gegen D zunimmt, wächst auch die durch das Steigrohr ausfliessende Wassermenge und der Widerstand wird grösser, folglich hat das Wasserrad eine grössere Kraft auszuüben. Diese Vermehrung des Widerstandes hat aber ihr Maximum, nach dessen Ueberschreitung der Widerstand abermals abnimmt.

Bei der Bewegung durch die ersten 60 Grad sind offenbar zwei Arme mit dem Ansaugen und der dritte mit dem Drucke beschäftigt; durch die folgenden 60 Grade wird dagegen ein Kurbelarm zum Ansaugen und zwei zum Druck verwendet. Da nun dieselben Umstände für alle Theile der Maschine nach 120 Grad zurückkehren, so haben wir bloss zwei verschiedene Zustände, nämlich für die ersten und dann für die zweiten 60 Grad zu berücksichtigen.

Die beständige Kraft an der Peripherie des Rades sey $= K$; die Reibung an den Achsen ist $= \frac{m\,.\,e}{b}\,(R + 3G)$. Der Widerstand der Lasten ist desshalb bei der Reibung nicht in Rechnung genommen, weil der gemeinschaftliche Schwerpunkt in C ist, folglich die Momente sich beiderseits um C ausgleichen; der ausgeglichene Widerstand des Wassers gegen die Kolben hebt nämlich die Achsen

Bei dieser Berechnung haben wir bloss zwei verschiedene Zustände, nämlich die Bewegung durch die ersten 60 Grade und dann die Bewegung durch die zweiten 60 Grade

---

von der einen Seite eben so viel, als er sie von der andern Seite hinabdrückt. Die reduzirte Kraft an der Peripherie des Krummzapfens ist demnach $\mathfrak{K} = \frac{K \,.\, r - m \,.\, e\,(R + 3\,G)}{b}$. Diese Kraft hat nebst der Betreibung des Wassers in den Saug- und Steigröhren noch den Widerstand der Röhrenwände und die Trägheit der Materie der zu bewegenden Maschinentheile zu gewältigen. Da jeder von diesen Widerständen einen Theil der Kraft erschöpft, so wollen wir selbe in so viele Theile $p^{I} + p^{II} + p^{III} + p^{IV} \ldots$ zerlegen, als Widerstände vorhanden sind, jeden Widerstand einem solchen Theile gleich setzen, und dann aus der Summe dieser Theile die Gleichung, welche zwischen der Kraft und allen Widerständen Statt findet, herleiten. Fig. 9. Tab. 94.

I. Gleichung für die Bewegung während der ersten 60 Grade.

Das Wasser im Saugrohre wird, wie bekannt, vom Drucke der Atmosphäre in Bewegung gesetzt. Ist dieser Druck $=$ der Wassersäule h, so hat diese Wassersäule erstlich die Höhe a des Wassers im Saugrohre, zweitens eine Druckhöhe a′, welche die Beschleunigung des Wassers im Saugrohre bewirkt, drittens wegen der Reibung am Kolben eine Höhe $\frac{\mu \,.\, H}{D}$, und endlich eine Höhe a″ zur Ueberwindung des Widerstandes der Röhrenwände zu gewältigen. Hiebei ist die Reibung am Kolben mit einer Spannung angenommen, welche der ganzen Höhe H auf welche das Wasser zu heben ist, entspricht, da die Höhe a des Saugrohres gegen H immer nur unbedeutend ist. Im Saugrohre befindet sich die Wassermenge $l \,.\, f$; würde diese durch ihr Gewicht in Bewegung gesetzt, so erhielte sie in der Zeit dt die Geschwindigkeit $2 g \,.\, dt$; weil sie aber von dem Gewichte der Wassersäule $a' \,.\, f$ in Bewegung gesetzt wird, und von derselben die Geschwindigkeit $d\left(\frac{b \,.\, d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi \cdot \frac{F}{f}\right)$ erhalten muss, so haben wir die Proporzion

$l \,.\, f : a' \,.\, f = 2g \,.\, dt : d\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right)$, folglich $a' = \frac{l}{2g \,.\, dt} \cdot d\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right)$. Zur Ueberwältigung des Widerstandes der Wände im Saugrohre wird die Wassersäule

$a'' = \frac{l}{45\,d \,.\, 4\,g} \cdot \frac{b^2 \,.\, F^2}{f^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \mathrm{Sin}^2\,\varphi$ erfordert. Da nun diese drei Wassersäulen dem Drucke der Atmosphäre entzogen werden, so wird die Kolbenfläche F oberhalb von der Wassersäule h, unterhalb von der Wassersäule $h - a - a' - a''$ gedrückt, folglich ist zur Bewegung des Kolbens, da diese Wassersäule als an seiner Querschnittsfläche hängend zu betrachten ist, die Kraft

$$F\left(a + a' + \frac{\mu \,.\, H}{D} + a''\right) = F\left\{a + \frac{\mu \,.\, H}{D} + \frac{l}{2g \,.\, dt} \cdot d\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right) + \frac{l}{45\,d \,.\, 4\,g} \cdot \frac{b^2 \,.\, F^2}{f^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \mathrm{Sin}^2\,\varphi\right\}.$$

Diese Kraft sey $= Bm$; weil nun die Kraft p^{I} in der Richtung nB nach der Peripherie des Krummzapfens wirkt, so zerfällt Bm in den Widerstand Bo, welchen der Mittelpunkt C übernehmen muss und in $Bn = p^{I}$, und wir haben $Bm : p^{I} = 1 : \mathrm{Sin}\,\varphi$. Hieraus ergibt sich nun die Kraft für die Bewegung des Wassers im ersten Saugrohre

$$p^{I} = F\left(a + \frac{\mu \,.\, H}{D}\right) \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi + \frac{F \,.\, l \,.\, \mathrm{Sin}\,\varphi}{2g \,.\, dt} \cdot d\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right) + \frac{F \,.\, l}{45\,d \,.\, 4\,g} \cdot \frac{b^2 \,.\, F^2}{f^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \mathrm{Sin}^3\varphi.$$

Dieselbe Berechnung findet bei der zweiten Saugröhre Statt, nur dass dann $120 + \varphi$ statt φ zu setzen kommt; demnach ist die erforderliche Kraft für die Bewegung des Wassers im zweiten Saugrohre

$$p^{II} = F\left(a + \frac{\mu \,.\, H}{D}\right) \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi) + \frac{F \,.\, l \,.\, \mathrm{Sin}(120 + \varphi)}{2g \,.\, dt} \cdot d\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}(120 + \varphi)\right) + \frac{F \,.\, l}{45\,d \,.\, 4\,g} \cdot \frac{b^2 \,.\, F^2}{f^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \mathrm{Sin}^3\,(120 + \varphi)$$

Während zwei Kolben hinaufgehen und ansaugen, drückt der dritte herunter. Wird auf den Druck der Atmosphäre, da er sowohl auf den Kolben, als auf das am obern Ende des Steigrohres auszu betrachten. Während der ersten 60 Grade sind nämlich zwei Arme mit dem Ansaugen und der dritte mit dem Drucke beschäftigt; durch die folgenden 60 Grade wird dage-

---

fliessende Wasser wirksam ist, keine weitere Rücksicht genommen, so wird ein jeder Punkt des Kolbens von der Höhe H — a gedrückt. Für die Bewegung des Wassers im Steigrohre haben wir die Proporzion $\lambda . \gamma : 2 g . dt = x . \gamma : d\left(\frac{b . F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \text{Sin}(60 + \varphi)\right)$ und

$x = \frac{\lambda}{2g . dt} \cdot d\left(\frac{b . F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \text{Sin}(60 + \varphi)\right)$. Eben so fordert der Widerstand an den Wänden die Wassersäule $\frac{\lambda}{45\,\delta . 4g} \cdot \frac{b^2 . F^2}{\gamma^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \text{Sin}^2(60 + \varphi)$. Da nun diese drei Wassersäulen auf den Kolben drücken, so hat derselbe eine Kraft anzuwenden

$$= F\left(H - a + \frac{\mu . H}{D}\right) + \frac{F.\lambda}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b.F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \text{Sin}(60 + \varphi)\right) + \frac{F.\lambda}{45\,\delta . 4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{\gamma^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \text{Sin}^2(60 + \varphi)$$

Diese Kraft wird wieder in zwei Theile aufgelöst, wovon der eine auf den Mittelpunkt C drückt, der andere p^{III} aber in der Richtung der Peripherie vorhanden ist. Dieser leztere wird gefunden, wenn der vorstehende Ausdruck mit Sin (60 + φ) multiplizirt wird; es ist daher

$$p^{III} = F\left(H - a + \frac{\mu.H}{D}\right)\text{Sin}(60 + \varphi) + \frac{F.\lambda.\text{Sin}(60 + \varphi)}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b.F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \text{Sin}(60 + \varphi)\right) + \frac{F.\lambda}{45\delta.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{\gamma^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \text{Sin}^3(60 + \varphi).$$

Eben so erhalten wir für die Bewegung der ersten Kolbenstange etc. deren Gewicht wir mit G angenommen haben, die Proporzion $G : 2g . dt = \frac{p^{IV}}{\text{Sin}\,\varphi} - G : d\left(\frac{b . d\varphi . \text{Sin}\,\varphi}{dt}\right)$ und $p^{IV} = G . \text{Sin}\,\varphi + \frac{G . \text{Sin}\,\varphi}{2g . dt} . d\left(\frac{b . d\varphi . \text{Sin}\,\varphi}{dt}\right)$. Die Kraft um das zweite Gewicht G zu bewegen, ist auf gleiche Art $p^V = G . \text{Sin}(120 + \varphi) + \frac{G . \text{Sin}(120 + \varphi)}{2g . dt} \cdot d\left(\frac{b . d\varphi . \text{Sin}(120 + \varphi)}{dt}\right)$. Bei dem dritten Gewichte G ist zu bemerken, dass die Schwere hinabdrückt, folglich die Kraft $= \frac{p^{VI}}{\text{Sin}(60 + \varphi)} + G$ sey; wir erhalten also

$$p^{VI} = -\,G . \text{Sin}(60 + \varphi) + \frac{G . \text{Sin}(60 + \varphi)}{2g . dt} \cdot d\left(\frac{b . d\varphi . \text{Sin}(60 + \varphi)}{dt}\right).$$

Endlich haben wir für die Bewegung des Wasserrades sammt Kurbeln und Zapfen etc. wovon wir das Gewicht auf den Halbmesser b reduzirt mit R annehmen, die Proporzion $R : 2g . dt = p^{VII} : d\left(\frac{b . d\varphi}{dt}\right)$, wo $\frac{b . d\varphi}{dt}$ die Geschwindigkeit des Krummzapfens ist; also

$$p^{VII} = \frac{R}{2g . dt} \cdot d\left(\frac{b . d\varphi}{dt}\right).$$

So viel nun alle diese Widerstände p^I, $p^{II} \ldots p^{VII}$ betragen, so gross muss die an die Peripherie des Krummzapfens reduzirte Kraft $\mathfrak{K} = \frac{K . r - m . e(R + 3G)}{b}$ seyn; diese Kraft ist sonach

$$= F\left(a + \frac{\mu . H}{D}\right)\text{Sin}\,\varphi + F\left(a + \frac{\mu . H}{D}\right)\text{Sin}(120 + \varphi) + F\left(H - a + \frac{\mu . H}{D}\right)\text{Sin}(60 + \varphi)$$

$$+ \frac{F.l.\text{Sin}\varphi}{2g . dt} \cdot d\left(\frac{b.F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \text{Sin}\varphi\right) + \frac{F.l.\text{Sin}(120 + \varphi)}{2g . dt} \cdot d\left(\frac{b.F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \text{Sin}(120 + \varphi)\right) + \frac{F.\lambda.\text{Sin}(60 + \varphi)}{2g . dt} \cdot d\left(\frac{b.F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \text{Sin}(60 + \varphi)\right)$$

$$+ \frac{F.l}{45d.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{f^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \text{Sin}^3\varphi + \frac{F.l}{45d.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{f^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \text{Sin}^3(120 + \varphi) + \frac{F.\lambda}{45\delta.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{\gamma^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \text{Sin}^3(60 + \varphi)$$

$$+ G . \text{Sin}\,\varphi + G . \text{Sin}(120 + \varphi) - G . \text{Sin}(60 + \varphi)$$

$$+ \frac{G.\text{Sin}\varphi}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b.d\varphi.\text{Sin}\varphi}{dt}\right) + \frac{G.\text{Sin}(120 + \varphi)}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b.d\varphi\,\text{Sin}(120 + \varphi)}{dt}\right) + \frac{G.\text{Sin}(60 + \varphi)}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b.d\varphi.\text{Sin}(60 + \varphi)}{dt}\right)$$

$$+ \frac{R}{2g . dt} \cdot d\left(\frac{b . d\varphi}{dt}\right).$$

gen ein Kurbelarm zum Ansaugen und zwei zum Drucke verwendet; dieselben Umstände kehren aber für alle Theile der Maschine nach 120 Grad wieder zurück. Die Rechnung unter dem Texte gibt nun folgende Resultate:

Um diese Gleichung zu integriren, multiplizire man sie durchaus mit $b \,.\, d\varphi$, so ist $\int \mathfrak{K} \,.\, b \,.\, d\varphi = \mathfrak{K} \,.\, b \,.\, \varphi =$ der Kraft $\mathfrak{K}$ mit ihrem Raume $b \,.\, \varphi$ multiplizirt. Sodann ist

$$\int F\left(a+\frac{\mu.H}{D}\right) b.\mathrm{Sin}\varphi.d\varphi + \int F\left(a+\frac{\mu.H}{D}\right) b.\mathrm{Sin}(120+\varphi).d\varphi + \int F\left(H-a+\frac{\mu.H}{D}\right) b.\mathrm{Sin}(60+\varphi).d\varphi =$$

$$F\left\{a+\frac{\mu.H}{D}\right\}\left\{b(1-\mathrm{Cos}\varphi)+b\Big(\mathrm{Cos}120-\mathrm{Cos}(120+\varphi)\Big)\right\}+F\left(H-a+\frac{\mu.H}{D}\right)b\Big(\mathrm{Cos}60-\mathrm{Cos}(60+\varphi)\Big)$$

Die beständige Grösse ist hier so bestimmt, dass für $\varphi = 0$ ein jedes Integral verschwindet. Man sieht leicht, dass $F\left(a + \frac{\mu \,.\, H}{D}\right)$ und $F\left(H - a + \frac{\mu \,.\, H}{D}\right)$ die kubischen Inhalte der zu bewegenden Wassersäulen und $b(1 - \mathrm{Cos}\,\varphi)$, dann $b\Big(\mathrm{Cos}\,120 - \mathrm{Cos}\,(120 + \varphi)\Big)$, endlich $b\Big(\mathrm{Cos}\,60 - \mathrm{Cos}\,(60 + \varphi)\Big)$ die vertikalen Räume sind, auf welche diese Wassersäulen während der Zeit t gehoben werden.

Ferner ist $\int \frac{F \,.\, l \,.\, \mathrm{Sin}\,\varphi \,.\, b \,.\, d\varphi}{2g \,.\, dt} \cdot d\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right)$

$$= \int \frac{l \,.\, f}{2\,g}\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right) \cdot d\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right) = \frac{l \,.\, f}{4g}\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right)^2,$$

wo keine beständige Grösse hinzuzusetzen ist, weil für $\varphi = 0$, auch $\mathrm{Sin}\,\varphi = 0$ wird. Sodann ist das Integral der zweiten Grösse =

$$\int \frac{l.f}{2g}\left(\frac{b.F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}(120+\varphi)\right) \cdot d\left(\frac{b.F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}(120+\varphi)\right) = \frac{l.f}{4g}\left(\frac{b.F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}(120+\varphi)\right)^2 + \mathrm{Const.}$$

Setzt man hier $\varphi = 0$, so wird $\frac{d\varphi}{dt} = u$ und es kommt statt $\left(\frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi)\right)^2$ die Grösse $u^2 .\, \mathrm{Sin}^2\, 120 = {}^3\!/_4\, u^2$ zu setzen; das Integral des letzten Ausdruckes ist daher

$$= \frac{l \,.\, f}{4g}\left\{\left(\frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi)\right)^2 - \frac{3\,F^2.b^2.\,u^2}{4f^2}\right\}.$$

Auf gleiche Art findet man das dritte Integral

$$\int \frac{\lambda.\gamma}{2\,g}\left(\frac{b.F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}(60+\varphi)\right) \cdot d\left(\frac{b.F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}(60+\varphi)\right) = \frac{\lambda.\gamma}{4\,g}\left\{\left(\frac{b.F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}(60+\varphi)\right)^2 - \frac{3F^2.\,b^2.u^2}{4\gamma^2}\right\}$$

Für die Bewegung der Kolbenstangen etc. heben sich die $\int G \,.\, b \,.\, \mathrm{Sin}\,\varphi \,.\, d\varphi + \int G \,.\, b \,.\, \mathrm{Sin}\,(120+\varphi) \,.\, d\varphi - \int G \,.\, b \,.\, \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi) \,.\, d\varphi$ gegen einander auf; es ist daher nichts auf die Bewegung der Kolbenstangen zu verwenden, weil sie zu beiden Seiten gleich stark drücken. Für die Beschleunigung derselben aber ist

$$\int \frac{G \,.\, b \,.\, \mathrm{Sin}\,\varphi \,.\, d\varphi}{2g \,.\, dt} \cdot d\left(\frac{b \,.\, \mathrm{Sin}\,\varphi \,.\, d\varphi}{dt}\right) + \int \frac{G \,.\, b \,.\, \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi) \,.\, d\varphi}{2g \,.\, dt} \cdot d\left(\frac{b \,.\, \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi) \,.\, d\varphi}{dt}\right)$$

$$+ \int \frac{G \,.\, b \,.\, \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi) \,.\, d\varphi}{2\,g.dt} \cdot d\left(\frac{b \,.\, \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi) \,.\, d\varphi}{dt}\right)$$

$$= \frac{G}{4g}\left(\frac{b.d\varphi.\mathrm{Sin}\varphi}{dt}\right)^2 + \frac{G}{4g}\left\{\left(\frac{b.d\varphi.\mathrm{Sin}(120+\varphi)}{dt}\right)^2 - \frac{3b^2.u^2}{4}\right\} + \frac{G}{4g}\left\{\left(\frac{b.d\varphi.\mathrm{Sin}(60+\varphi)}{dt}\right)^2 - \frac{3\,b^2.u^2}{4}\right\}$$

Für die Beschleunigung von R erhalten wir das Integrale $\int \frac{R.b.d\varphi}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b.d\varphi}{dt}\right) = \frac{R}{4\,g}\left(\frac{b^2.d\varphi^2}{dt^2} - b^2.u^2\right).$

Es sind nun noch die Grössen für den Widerstand des Wassers im Saug- und Steigrohre zu integriren übrig. Für diesen Widerstand an den Wänden der Röhren ist zu merken, dass die Geschwindigkeit des Wassers im ersten Saugrohre $= \frac{b \,.\, F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi$ ist. Nachdem aber die Bewegung des Rades sehr nahe gleichförmig ist, so sey die mittlere Winkelgeschwindigkeit $\frac{d\varphi}{dt} = u$, also

$1^{\text{tens.}}$ Die Summe der perpendikulären Geschwindigkeiten der Kurbelarme und daher auch der Kolbenstangen ist für jeden Umdrehungswinkel beiderseits gleich; demnach

---

die Geschwindigkeit im ersten Saugrohre $= \frac{b.F}{f} \cdot u.\mathrm{Sin}\,\varphi$. Demnach ist das Integral für das erste Saugrohr $= \frac{F.l}{45\,d.4\,g} \cdot \frac{b^3.F^2.u^2}{f^2} \int \mathrm{Sin}^3\varphi . d\varphi = \frac{F.l.b^3.F^2.u^2}{45\,d.4\,g.f^2}\left(\frac{2 - 2\,\mathrm{Cos}\,\varphi - \mathrm{Cos}\,\varphi.\mathrm{Sin}^2\varphi}{3}\right)$, wo die beständige Grösse so bestimmt ist, dass das Integral für $\varphi = 0$ verschwindet. Auf gleiche Art findet man das Integral der beiden andern Grössen, wenn wieder $\frac{d\varphi}{dt} = u$ gesetzt wird

$$= \frac{F.l.b^3.F^2.u^2}{45\,d.4\,g.f^2}\left(\frac{2\,\mathrm{Cos}\,(60-\varphi) + \mathrm{Cos}\,(60-\varphi).\mathrm{Sin}^2(60-\varphi) - {}^{11}/_{8}}{3}\right)$$
$$+ \frac{F.\lambda.b^3.F^2.u^2}{45\,\delta.4\,g.\gamma^2}\left(\frac{{}^{11}/_{8} - 2\,\mathrm{Cos}\,(60+\varphi) - \mathrm{Cos}\,(60+\varphi).\mathrm{Sin}^2(60+\varphi)}{3}\right)$$

Die Summe aller dieser Integrale gibt die Gleichung

$$\mathfrak{K}.b.\varphi = F\left\{a + \frac{\mu.H}{D}\right\}\left\{b\,(1 - \mathrm{Cos}\,\varphi) + b\left(\mathrm{Cos}\,120 - \mathrm{Cos}\,(120+\varphi)\right)\right\}$$
$$+ F\left(H - a + \frac{\mu.H}{D}\right) b\left(\mathrm{Cos}\,60 - \mathrm{Cos}\,(60+\varphi)\right)$$
$$+ \frac{l.f}{4\,g}\left\{\left(\frac{b.F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right)^2 + \left(\frac{b.F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,(120+\varphi)\right)^2 - \frac{3\,F^2.b^2.u^2}{4\,f^2}\right\}$$
$$+ \frac{\lambda.\gamma}{4\,g}\left\{\left(\frac{b.F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,(60+\varphi)\right)^2 - \frac{3\,F^2.b^2.u^2}{4\,\gamma^2}\right\}$$
$$+ \frac{G}{4\,g}\left\{\left(\frac{b.d\varphi.\mathrm{Sin}\,\varphi}{dt}\right)^2 + \left(\frac{b.d\varphi.\mathrm{Sin}\,(120+\varphi)}{dt}\right)^2 - \frac{3b^2.u^2}{4} + \left(\frac{b.d\varphi\,\mathrm{Sin}\,(60+\varphi)}{dt}\right)^2 - \frac{3\,b^2.u^2}{4}\right\}$$
$$+ \frac{R}{4\,g}\left(\frac{b^2.d\varphi^2}{dt^2} - b^2.u^2\right)$$
$$+ \frac{F.l.b^3.F^2.u^2}{45\,d.4\,g.f^2}\left(\frac{2 - 2\mathrm{Cos}\,\varphi - \mathrm{Cos}\,\varphi.\mathrm{Sin}^2\varphi}{3} + \frac{2\,\mathrm{Cos}\,(60-\varphi) + \mathrm{Cos}\,(60-\varphi).\mathrm{Sin}^2(60-\varphi) - {}^{11}/_{8}}{3}\right)$$
$$+ \frac{F.\lambda.b^3.F^2.u^2}{45\,\delta.4\,g.\gamma^2}\left(\frac{{}^{11}/_{8} - 2\,\mathrm{Cos}\,(60+\varphi) - \mathrm{Cos}\,(60+\varphi).\mathrm{Sin}^2(60+\varphi)}{3}\right).$$

Demnach ist die Kraft $\mathfrak{K}$ mit ihrem Raume $b.\varphi$ multiplizirt = der Last multiplizirt mit ihrem in gleicher Zeit beschriebenen Raume + den Lasten $l.f$, $\lambda.\gamma$, G und R, eine jede mit dem Unterschiede ihrer Geschwindigkeitshöhen multiplizirt + den Widerständen an den Wänden.

II. Gleichung für die Bewegung während der zweiten 60 Grad.

Für die folgenden 60 Grad muss erst in dieser Gleichung statt φ der Werth $60^0 = \frac{\pi}{3}$ und $\frac{d\varphi}{dt} = U$ gesetzt werden, um nämlich die Gleichung für den Anfang zu erhalten. Wir haben demnach

$$\mathfrak{K} \cdot b \cdot \frac{\pi}{3} = F\left(a + \frac{\mu.H}{D}\right) b + F\left(H - a + \frac{\mu.H}{D}\right) b$$
$$+ \frac{l.f}{4\,g}\left(\frac{b^2.F^2}{f^2} \cdot \frac{3\,U^2}{4} - \frac{b^2.F^2}{f^2} \cdot \frac{3\,u^2}{4}\right) + \frac{\lambda.\gamma}{4\,g}\left(\frac{b^2.F^2}{\gamma^2} \cdot \frac{3\,U^2}{4} - \frac{b^2.F^2}{\gamma^2} \cdot \frac{3\,u^2}{4}\right)$$
$$+ \frac{G}{4\,g}\left(\frac{3\,b^2.U^2}{4} - \frac{3\,b^2.u^2}{4} + \frac{3\,b^2.U^2}{4} - \frac{3\,b^2.u^2}{4}\right) + \frac{R}{4\,g}(b^2.U^2 - b^2.u^2)$$
$$+ \frac{F.l.b^3.F^2.u^2}{45\,d.4\,g.f^2}\left(\frac{5}{24} + \frac{5}{24}\right) + \frac{F.\lambda.b^2.F^2.u^2}{45\,\delta.4\,g.\gamma^2} \cdot \frac{22}{24}.$$

Da während der Bewegung von 60 bis 120 Grad nur ein Kolben zum Ansaugen, die beiden übrigen aber zum Drucke des Wassers in das Steigrohr verwendet werden, so haben wir

$$p^1 = F\left(a + \frac{\mu.H}{D}\right)\mathrm{Sin}\,(60+\varphi) + \frac{F.l.\mathrm{Sin}\,(60+\varphi)}{2\,g.dt} \cdot d\left(\frac{b.F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,(60+\varphi)\right)$$

wird nicht bloss von 30 zu 30 Grad, wie es die Tabelle Seite 334 zeigt, sondern während jeder, noch so kleinen Zeit von der einen Seite eben so viel Wasser angesaugt, als von der andern Seite durch das Steigrohr abgeführt und oben ausgegossen wird.

---

und weil die Wassersäule H — a sowohl einem als dem andern Kolben entgegendrückt, und jeder Ueberschuss der Kraft die Geschwindigkeit des Wassers vermehrt, so ist

$$p^{II} = F\left(H - a + \frac{\mu . H}{D}\right) \mathrm{Sin}\,\varphi + \frac{F . \lambda . \mathrm{Sin}\,\varphi}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b . F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right)$$

$$p^{III} = F\left(H - a + \frac{\mu . H}{D}\right) \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi) + \frac{F . \lambda . \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi)}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b . F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi)\right).$$

Für die Bewegung der drei Gewichte G haben wir wie zuvor

$$p^{IV} = G . \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi) + \frac{G . \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi)}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b . d\varphi . \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi)}{dt}\right)$$

$$p^{V} = -G . \mathrm{Sin}\,\varphi + \frac{G . \mathrm{Sin}\,\varphi}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b . d\varphi . \mathrm{Sin}\,\varphi}{dt}\right)$$

$$p^{VI} = -G . \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi) + \frac{G . \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi)}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b . d\varphi . \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi)}{dt}\right).$$

Zur Bestimmung des Widerstandes an den Wänden der Röhren können wir diesen Widerstand entweder demjenigen gleich setzen, welcher vorhanden seyn würde, wenn jedes Saugrohr mit einem eigenen Steigrohre verbunden wäre, und in diesem Falle ist der ganze Widerstand

$$p^{VII} = \frac{F.l}{45d.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{f^2} \cdot u^2 . \mathrm{Sin}^3\,(60 + \varphi) + \frac{F.\lambda}{45\delta.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{\gamma^2} \cdot u^2 . \mathrm{Sin}^3\varphi + \frac{F.\lambda}{45\delta.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{\gamma^2} \cdot u^2 . \mathrm{Sin}^3\,(120 + \varphi)$$

oder da von dem zweiten Kurbelarm die Geschwindigkeit $\frac{b . F}{\gamma} \cdot u . \mathrm{Sin}\,\varphi$, und von dem dritten Kurbelarme $\frac{b . F}{\gamma} \cdot u . \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi)$, folglich von beiden die Geschwindigkeit $\frac{b . F}{\gamma} \cdot u . \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi)$ bewirkt wird, und da diese Geschwindigkeit durch 60 Grade beinahe gleichförmig ist, so können wir dafür den mittlern Werth $\frac{\int d\varphi . \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi)}{\varphi} = \frac{\mathrm{Cos}\,60 - \mathrm{Cos}\,(60 + \varphi)}{\varphi}$, und wenn $\varphi = 60$ Grad, den Werth $\frac{3}{\pi}$ setzen. Dadurch erhalten wir den ganzen Widerstand an den Wänden

$$p^{VII} = \frac{F.l}{45d.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{f^2} \cdot u^2.\mathrm{Sin}^3(60 + \varphi) + \frac{F.\lambda}{45\delta.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{\gamma^2} \cdot u^2.\left(\frac{3}{\pi}\right)^2 \cdot \mathrm{Sin}\varphi + \frac{F.\lambda}{45\delta.4g} \cdot \frac{b^2.F^2}{\gamma^2} \cdot u^2.\left(\frac{3}{\pi}\right)^2 \cdot \mathrm{Sin}(120 + \varphi)$$

Für die Bewegung des Wasserrades haben wir endlich $p^{VIII} = \frac{R}{2g.dt} \cdot d\left(\frac{b . d\varphi}{dt}\right)$.

Werden nun alle diese Gleichungen addirt, beiderseits mit $b . d\varphi$ multiplizirt und integrirt, so erhalten wir

$$\begin{aligned}
\mathfrak{K} . b . \varphi = {} & F\left(a + \frac{\mu . H}{D}\right) b\left(\mathrm{Cos}\,60 - \mathrm{Cos}\,(60 + \varphi)\right) \\
& + F\left\{H - a + \frac{\mu . H}{D}\right\}\left\{b\,(1 - \mathrm{Cos}\,\varphi) + b\left(\mathrm{Cos}\,120 - \mathrm{Cos}\,(120 + \varphi)\right)\right\} \\
& + \frac{l . f}{4g}\left\{\left(\frac{b . F}{f} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi)\right)^2 - \frac{3F^2 . b^2 . U^2}{4f^2}\right\} \\
& + \frac{\lambda . \gamma}{4g}\left\{\left(\frac{b . F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,\varphi\right)^2 + \left(\frac{b . F}{\gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi)\right)^2 - \frac{3F^2 . b^2 . U^2}{4\gamma^2}\right\} \\
& + \frac{G}{4g}\left\{\left(\frac{b . d\varphi . \mathrm{Sin}\,(60 + \varphi)}{dt}\right)^2 - \frac{3b^2 . U^2}{4} + \left(\frac{b . d\varphi . \mathrm{Sin}\,\varphi}{dt}\right)^2 + \left(\frac{b . d\varphi . \mathrm{Sin}\,(120 + \varphi)}{dt}\right)^2 - \frac{3b^2 . U^2}{4}\right\} \\
& + \frac{F . l . b^3 . F^2 . u^2}{45\delta . 4g . f^2} \frac{\left\{{}^{11}\!/_{8} - 2\,\mathrm{Cos}\,(60 + \varphi)\left(1 + {}^{1}\!/_{2} . \mathrm{Sin}^2\,(60 + \varphi)\right)\right\}}{3} \\
& + \frac{F . \lambda . b^3 . F^2 . u^2}{45\delta . 4g . \gamma^2}\left(\frac{3}{\pi}\right)^2\left(1 - \mathrm{Cos}\,\varphi + \mathrm{Cos}\,120 - \mathrm{Cos}\,(120 + \varphi)\right) \\
& + \frac{R}{4g}\left(\frac{b^2 . d\varphi^2}{dt^2} - b^2 . U^2\right).
\end{aligned}$$

$2^{\text{tens.}}$ **Die Summe der statischen Momente der Kolben ist für den gewöhnlichen Fall, wo die Bewegung der Kolben im Ansaugen und Herabdrücken durch Zulagsgewichte gleich schwer gemacht ist, ebenfalls beiderseits gleich.**

Wird in der letzten Gleichung $\varphi = 60^\circ = \frac{1}{3}\pi$ gesetzt, so haben wir, weil die Geschwindigkeit u zurückkehrt

$$\begin{aligned}\mathfrak{K}.b\cdot\frac{\pi}{3} &= F\left(a+\frac{\mu.H}{D}\right)b + F\left(H-a+\frac{\mu.H}{D}\right)b\\ &+\frac{l.f}{4g}\left(\frac{b^2.F^2}{f^2}\cdot\frac{3u^2}{4}-\frac{b^2.F^2}{f^2}\cdot\frac{3U^2}{4}\right)+\frac{\lambda.\gamma}{4g}\left(\frac{b^2.F^2}{\gamma^2}\cdot\frac{3u^2}{4}-\frac{b^2.F^2}{\gamma^2}\cdot\frac{3U^2}{4}\right)\\ &+\frac{G}{4g}\left(\frac{3b^2.u^2}{4}-\frac{3b^2.U^2}{4}+\frac{3b^2.u^2}{4}-\frac{3b^2.U^2}{4}\right)+\frac{R}{4g}(b^2.u^2-b^2.U^2)\\ &+\frac{F.l.b^3.F^2.u^2}{45d.4g.f^2}\cdot\frac{22}{24}+\frac{F.\lambda.b^3.F^2.u^2}{45\delta.4g.\gamma^2}\cdot\left(\frac{3}{\pi}\right)^2.\end{aligned}$$

Wird hiezu die Seite 340 für die ersten 60 Grad gefundene Gleichung addirt, so ist die Summe von beiden

$$\mathfrak{K}.b\cdot\frac{2\pi}{3} = F.2b\left(H+\frac{2\mu.H}{D}\right)+\frac{F.l.b^3.F^2.u^2}{45d.4g.f^2}\cdot\frac{32}{24}+\frac{F.\lambda.b^3.F^2.u^2}{45\delta.4g.\gamma^2}.2\left(\frac{3}{\pi}\right)^2.$$

Die Beschleunigung der Massen l.f, $\lambda.\gamma$, G und R hebt sich hier aus dem Grunde auf, weil die Bewegung der einen in eben dem Maasse zu- und abnimmt, als die Bewegung der übrigen ab- und zunimmt. Alle abgeleiteten Gleichungen enthalten übrigens nur den Satz, dass die Produkte der Kräfte in ihre Räume = sind den Produkten der Widerstände in ihre Räume und der in Bewegung gesetzten Körper in ihre Geschwindigkeitshöhen.

Wird die Gleichung für die zweiten 60 Grad von jener für die ersten 60 Grad abgezogen, so ist

$$\begin{aligned}&\frac{l.f}{4g}\cdot\frac{b^2.F^2}{f^2}\left(\frac{3U^2}{2}-\frac{3u^2}{2}\right)+\frac{\lambda.\gamma}{4g}\cdot\frac{b^2.F^2}{\gamma^2}\left(\frac{3U^2}{2}-\frac{3u^2}{2}\right)\\ &+\frac{G.b^2}{4g}(3U^2-3u^2)+\frac{R.b^2}{4g}(2U^2-2u^2)=\frac{F.l.b^3.F^2.u^2}{45d.4g.f^2}\cdot\frac{1}{2},\end{aligned}$$ woraus

$$\frac{U^2-u^2}{u^2}=\frac{\dfrac{F.l.b.F^2}{2.45d.f^2}}{\dfrac{3l.f.F^2}{2f^2}+\dfrac{3\lambda.\gamma.F^2}{2\gamma^2}+3G+2R};$$ diess sey $= m$. Hieraus folgt $U = u\sqrt{1+m}$; demnach ist nach den ersten 60 Graden die Geschwindigkeit U ein wenig grösser, als anfangs, wo sie u war. Da der Unterschied U -- u von m abhängt, so sehen wir, dass derselbe desto kleiner werde, je grösser λ, G und R sind; grössere Maschinenanlagen dieser Art werden sich daher gleichförmiger bewegen. Wäre die Länge des Saugrohres $l = 0$, so ist $U = u$.

Wenn man alle Differenzialgleichungen für die Bewegung durch die zweiten 60 Grad addirt und für $p^{I} + p \quad + p^{III} \ldots\ldots = \mathfrak{K}$ den zuletzt gefundenen Werth

$$\mathfrak{K}=F\left(H+\frac{2\mu.H}{D}\right)\frac{3}{\pi}+\frac{F.b^2.u^2}{45.4g}\left\{\frac{2l.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2\cdot\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right\}\frac{3}{\pi}$$

substituirt, so erhält man die Gleichung

$$\begin{aligned}&F\left(H+\frac{2\mu.H}{D}\right)\left(\frac{3}{\pi}-\operatorname{Sin}(60+\varphi)\right)+\frac{F.l.F^2.b^2.u^2}{45d.4g.f^2}\left(\frac{2}{\pi}-\frac{3\operatorname{Sin}(60+\varphi)+\operatorname{Sin}3\varphi}{4}\right)\\ &\qquad+\frac{F.\lambda.F^2.b^2.u^2}{45\delta.4g.\gamma^2}\left\{\left(\frac{3}{\pi}\right)^3-\frac{3\operatorname{Sin}(60+\varphi)-2\operatorname{Sin}3\varphi}{4}\right\}\\ &=\left(\frac{F^2.l}{f}+G\right)\frac{b^2}{4g}\cdot\frac{d\left(\frac{d\varphi}{dt}\cdot\operatorname{Sin}(60+\varphi)\right)^2}{b.d\varphi}\\ &\qquad+\left(\frac{F^2.\lambda}{\gamma}+G\right)\frac{b^2}{4g}\cdot\left\{\frac{d\left(\frac{d\varphi}{dt}\cdot\operatorname{Sin}\varphi\right)^2}{b.d\varphi}+\frac{d\left(\frac{d\varphi}{dt}\cdot\operatorname{Sin}(120+\varphi)\right)^2}{b.d\varphi}\right\}+\frac{R.b^2.d\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}{4g.d\varphi.b}.\end{aligned}$$

3tens. Dagegen ist die ganze Summe der statischen Momente aller drei Kolben ungleich, wie schon aus der Tabelle Seite 334 ersichtlich ist.

4tens. Für jeden Umdrehungswinkel findet der Satz Statt, dass das Produkt der Kraft in ihren Raum = ist den Produkten der Widerstände in ihre Räume, und der in Bewegung gesetzten Körper in ihre Geschwindigkeitshöhen.

5tens. Nach den ersten 60 Graden ist die Geschwindigkeit ein wenig grösser als anfangs; dieser Unterschied wird aber desto kleiner, je grösser die Länge und der Widerstand des Steigrohres, dann je schwerer das Rad, die Kolben etc. oder überhaupt je grösser die Anlage der Maschine ist. Wie gering der Unterschied zwischen der Geschwindigkeit u und jener U nach Zurücklegung der ersten 60 Grad sey, zeigt sich, wenn in dem unter dem Text gefundenen algebraischen Ausdrucke die Dimensionen für einen bestimmten Fall substituirt werden.

6tens. Das Maximum und Minimum der Beschleunigung findet bei den Winkeln Statt, welche in der Tabelle Seite 330 angeführt sind.

§. 246.

Da die vorstehenden Betrachtungen zeigen, dass die Geschwindigkeit des Rades sehr nahe gleichförmig ist, so kann man $U = u = \frac{2\pi}{t}$ setzen, wo t die ganze Umlaufszeit bezeichnet. Da nun nach Seite 337 die Kraft $\mathfrak{K} = \frac{K.r - m.e(R + 3G)}{b}$ und nach der Rechnung unter dem Texte Seite 342

$$\mathfrak{K}.b.\frac{2\pi}{3} = F.2b\left(H + \frac{2\mu.H}{D}\right) + \frac{F.l.b^3.F^2.u^2}{45d.4g.f^2}.\frac{32}{34} + \frac{F.\lambda.b^3.F^2.u^2}{45\delta.4g.\gamma^2}.2\left(\frac{3}{\pi}\right)^2$$

so erhalten wir durch Substituzion der Werthe für $\mathfrak{K}$ und u, wenn die Maschine durch ein unterschlächtiges Wasserrad betrieben, daher $K = M\left(\frac{c-v}{2g}\right)$ gesetzt wird,

$$M\left(\frac{c-v}{2g}\right)\frac{2r.\pi}{3} = m(R + 3G)\frac{2e.\pi}{3} + F\left(H + \frac{2\mu.H}{D}\right)2b + \frac{F.b^3.u^2}{45.4g}\left\{\frac{4l.F^2}{3d.f^2} + 2\left(\frac{3}{\pi}\right)^2.\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right\}.$$

Nun ist u die Winkelgeschwindigkeit, demnach b.u die Geschwindigkeit an der Peri-

---

Die Geschwindigkeit ist am grössten, oder am kleinsten, wenn $\frac{d\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)}{d\varphi} = 0$ wird, folglich ist

$$\mathrm{Sin}(60 + \varphi) = \frac{3}{\pi} + \frac{l.F^2.b^2.u^2}{\left(H + \frac{2\mu.H}{D}\right)45d.4g.f^2}\left(\frac{2}{\pi} - \frac{3\,\mathrm{Sin}(60 + \varphi) + \mathrm{Sin}\,3\varphi}{4}\right)$$
$$+ \frac{\lambda.F^2.b^2.u^2}{\left(H + \frac{2\mu.H}{D}\right)45\delta.4g.\gamma^2}\left\{\left(\frac{3}{\pi}\right)^3 - \frac{3\,\mathrm{Sin}(60 + \varphi) - 2\,\mathrm{Sin}\,3\varphi}{4}\right\}.$$

Bei dieser Rechnung ist $\mathrm{Sin}^3\varphi = -\frac{1}{4}(\mathrm{Sin}\,3\varphi - 3\,\mathrm{Sin}\,\varphi)$ gesetzt. Werden in dem Ausdrucke für $\mathrm{Sin}(60 + \varphi)$ die zwei letzten Glieder ausser Acht gelassen, so ist

$\mathrm{Sin}(60 + \varphi) = \frac{3}{\pi} = 0{,}95493 = \mathrm{Sin}(90^\circ \pm 17^\circ\,16^{\mathrm{Min.}})$; demnach ist die Geschwindigkeit bei $\pm 12^\circ 44^{\mathrm{Min.}}$ am grössten, und bei $\pm 47^\circ 16^{\mathrm{Min.}}$ am kleinsten, wie es bereits in der Seite 330 aufgestellten Tabelle gezeigt wurde. Die Geschwindigkeit kommt wieder = u in der Gegend von 30 Grad, also wird die Geschwindigkeit bei jeder Umdrehung 12 mal dieselbe.

pherie des Krummzapfens, und es verhält sich $b . u : v = b : r$, oder $u = \frac{v}{r}$. Dieser Werth kann nun für u substituirt und dann die ganze Gleichung mit t dividirt werden. Hieraus erhält man $\frac{2r.\pi}{t}$, welches offenbar $= v$ und $\frac{2e.\pi}{t}$ welches $= \frac{v.e}{r}$ ist. Demnach haben wir

$$M\left(\frac{c-v}{2g}\right)v = m\,(R+3\,G)\frac{e\,.\,v}{r} + \frac{3.2b.F}{t}\left(H+\frac{2\mu.H}{D}\right) + \frac{3.2b.F}{t}\cdot\frac{b^2.\,v^2}{45.4g.r^2}\left\{\frac{2l.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2\cdot\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right\}.$$

Wäre nun der doppelte Kurbelarm $2\,b =$ der Hubshöhe des Kolbens im Stiefel, oder die Kolbenstangen unmittelbar an dem Krummzapfen angebracht, so ist $\frac{3.2b.F}{t}$ die in **einer Sekunde gehobene Wassermenge.** Wären aber die Kolbenstangen an Fig. 1. Tab. 88. einem *Balancier* wie Fig. 1, Tab. 88 angebracht, so müsste b noch mit dem Verhältnisse der Entfernungen multiplizirt werden, um die aufgestellte Formel in diesem Falle anzuwenden und die Wassermenge in einer Sekunde zu erhalten.

Für den ersten Fall ist die in einer Sekunde gehobene Wassermenge

$$\frac{3.2b.F}{t} = \frac{M\left(\frac{c-v}{2g}\right)v - m\,(R+3\,G)\,\frac{e\,.\,v}{r}}{H+\frac{2\mu\,.\,H}{D}+\frac{b^2.\,v^2}{45.4\,g\,.\,r^2}\left\{\frac{2l\,.\,F^2}{3\,d\,.\,f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2\cdot\frac{\lambda\,.\,F^2}{\delta\,.\,\gamma^2}\right\}}.$$

Setzen wir zur Vereinfachung des Ausdruckes $m\left(\frac{R+3\,G}{M}\right)\frac{e\,.\,2\,g}{r} = B$ und $\frac{b^2}{45.4g.r^2\left(H+\frac{2\mu.H}{D}\right)}\left\{\frac{2l\,.\,F^2}{3\,d\,.\,f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2\cdot\frac{\lambda\,.\,F^2}{\delta\,.\,\gamma^2}\right\} = \frac{1}{A^2}$

so ist die Wassermenge in einer Sekunde $\frac{3\,.\,2b\,.\,F}{t} = \frac{M\,(c\,.\,v - v^2 - B\,.\,v)}{2g\left(H+\frac{2\mu\,.\,H}{D}\right)\left(1+\frac{v^2}{A^2}\right)}$. Diese Wassermenge wird nach der unter dem Texte beigefügten Rechnung *) ein Maximum, wenn die Geschwindigkeit des Wasserrades $v = A\sqrt{1+\left(\frac{A}{c-B}\right)^2} - \frac{A^2}{c-B}$. Wird dieser Werth in den Ausdruck für die gehobene Wassermenge substituirt, so ist

$$\frac{3\,.\,2\,b\,.\,F}{t} = \frac{M\,.\,A^2\left\{\sqrt{\left(\frac{c-B}{A}\right)^2+1}-1\right\}}{4\,g\left(H+\frac{2\,\mu\,.\,H}{D}\right)}.$$

Aus diesem Ausdrucke sehen wir, dass die Wassermenge in 1 Sekunde oder der Effekt gross wird, wenn A gross, folglich $\frac{1}{A^2}$ klein, und B klein wird. Ein **grosser Effekt** erfolgt also, wenn die an das Rad anströmende Wassermenge M gross, die Steighöhe H klein, die Geschwindigkeit v des Wasserrades klein, die Reibung der Maschinentheile klein, endlich der Widerstand der Röhrenwände klein ist.

---

*) Wir haben $d\left\{\frac{c.\,v - v^2 - B.\,v}{1+\frac{v^2}{A^2}}\right\} = \left(1+\frac{v^2}{A^2}\right)(c-2\,v-B)\,d\,v - \frac{2\,v^2}{A^2}(c-v-B)\,d\,v = 0$

woraus $\frac{v^2}{A^2} = \frac{c-B-2\,v}{c-B}$, ferner $v = A\sqrt{1+\left(\frac{A}{c-B}\right)^2} - \frac{A^2}{c-B}$

§. 247.

Wir wollen nun die gefundenen Formeln mit den, in unsern vorhergehenden Paragraphen nach elementaren Grundsätzen berechneten Beispielen über die Anlage der Druckwerke vergleichen.

Die Gleichung zwischen Kraft und Last, welche im vorigen §. Seite 343 für einen dreiarmigen Krummzapfen abgeleitet wurde, ist nach Vornahme einiger Redukzionen

$$M\left(\frac{c-v}{2g}\right)2\pi.r = m\,(R+3G)\,2e.\pi + 3.4b.F\left(\frac{H}{2}+\frac{\mu.H}{D}\right) + \frac{3.4b.F.b^2.2\pi^2}{45.4g.t^2}\left(\frac{2l.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2.\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right).$$

Zur Vergleichung dieser Formel mit jener Seite 311 setzen wir wie dort $v = \frac{1}{2}c$, dann $F = \frac{1}{4}\pi.D^2$ und dividiren durchaus mit π, so ist

$$M.\frac{c}{2.2g}.2r = \frac{3.4b.D^2}{4}\left\{\frac{H}{2}+\frac{\mu.H}{D}+\frac{b^2.2\pi^2}{45.4g.t^2}\left(\frac{2l.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2.\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right)\right\}+m\,(R+3G)\,2e.$$

In dem Beispiele Seite 311 wird die Wassermenge M gesucht, und es ist $c = 12{,}45$ Fuss, $r = 10$ Fuss, die Hubshöhe des Kolbens $2b = 2{,}5$ Fuss, $D = \frac{3}{4}$ Fuss, die senkrechte Steighöhe $H = 150$ Fuss, die Spannung der Kolbenliederung $= 144$ Fuss, $\mu = 0{,}06$; die Zeit der ganzen Umdrehung des Wasserrades $t = 10{,}1$ Sekunden, $l = 8$ Fuss, $d = \frac{1}{2}$ Fuss, demnach $\frac{F}{f} = \frac{9}{4}$, die Länge des Steigrohres $\lambda = 1200$ Fuss, sein Durchmesser $\delta = \frac{1}{4}$ Fuss, demnach das Verhältniss der Flächen $\frac{F}{\gamma} = 9$; ferner $m = \frac{1}{8}$ und $e = \frac{1}{3}$ Fuss, endlich der Druck auf das Zapfenlager $R + 3G = 142$ Kubikfuss Wasser angenommen. Substituiren wir nun alle diese Werthe in unsere Gleichung, so ist:

$$M.\frac{12{,}45}{2.31}.2.10 = \frac{3.2.2{,}5.9}{4.16}\left\{\frac{150}{2}+\frac{0{,}06.144.4}{3}+\frac{2{,}5^2.2.3{,}1416^2}{4.45.62.10{,}1^2}\left(\frac{2.8.81.2}{3.16}+\left(\frac{3}{3{,}1416}\right)^2.1200.81.4\right)\right\}+\frac{142.2}{8.3}$$

oder $M.4{,}016 = 2{,}109\,(75 + 11{,}52 + 38{,}427) + 11{,}833$. Hieraus folgt die zum Betriebe der Maschine in jeder Sekunde erforderliche Wassermenge $M = 68{,}6$ Kubikfuss. Dagegen fanden wir Seite 311 nach der elementaren Berechnung $M = 75{,}7$ Kubikfuss; diese beiden Wassermengen verhalten sich wie $75{,}7 : 68{,}6 = 100 : 90{,}6$ oder die zum Betriebe des angenommenen Druckwerkes erforderliche Wassermenge ist um den 11ten Theil kleiner, als sich dieselbe nach einer bloss elementaren Rechnung ergibt. Der Effekt ist in beiden Fällen derselbe; aber das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte ist nun nicht mehr wie $100 : 47{,}7$, sondern wie $100 : 52{,}6$. Der Unterschied dieser Resultate liegt, wie man aus der Vergleichung beider Rechnungen sieht, bloss in dem Einflusse der Röhrenwiderstände, welcher in beiden Formeln auf verschiedene Art berechnet ist.

§. 248.

In dem zweiten Beispiele Seite 315 wurde v und der Effekt gesucht; die Dimensionen sind dieselben, nur wurde D angenommen. Weil wir aber nach der höhern Rechnung Seite 344 eine eigene Gleichung für den vortheilhaftesten Werth von v aufstellten, so brauchen nicht erst Werthe für D versuchsweise angenommen zu werden. Wir haben nämlich folgende drei Gleichungen: Der Effekt in einer Sekunde ist nach der vorigen Seite $= \frac{3.2b.F}{t} = \frac{3.2b.D^2.v}{8r}$. (I) Die Geschwindigkeit des Wasserrades ist

$$v = A\sqrt{1+\left(\frac{A}{c-B}\right)^2}-\frac{A^2}{c-B} = \frac{A^2}{c-B}\left\{\sqrt{\left(\frac{c-B}{A}\right)^2+1}-1\right\}.$$ (II) Aus der Glei-

chung zwischen Kraft und Last folgt ebenfalls der Effekt der Maschine in einer Sekunde

$$= \frac{M \,.\, A^2 \left\{\sqrt{\left(\frac{c-B}{A}\right)^2 + 1} - 1\right\}}{4g\left(H + \frac{2\mu . H'}{D}\right)} . \quad \text{(III)}$$

In dem letztern Ausdrucke wurde die Spannung der Kolbenliederung mit H' bezeichnet. Mit Hilfe dieser drei Gleichungen lassen sich nun drei Grössen, also in unserm Falle der Durchmesser D der Stiefel, die zugehörige Geschwindigkeit v des Wasserrades, und der Effekt in einer Sekunde bestimmen. Da die Ausdrücke (I) und (III) den Effekt geben, so haben wir, wenn der Werth für v aus (II) substituirt wird $\frac{3 \,.\, 2b \,.\, F \,.\, v}{2\pi \,.\, r}$ oder

$$\frac{3b \,.\, D^2}{4r}\left(\frac{A^2}{c-B}\right)\left\{\sqrt{\left(\frac{c-B}{A}\right)^2 + 1} - 1\right\} = \frac{M \,.\, A^2 \left\{\sqrt{\left(\frac{c-B}{A}\right)^2 + 1} - 1\right\}}{4g\left(H + \frac{2\mu \,.\, H'}{D}\right)} .$$

Die Reduktion gibt uns die weitere Gleichung $D^2\left(H + \frac{2\mu \,.\, H'}{D}\right) = \frac{M \,.\, r\,(c-B)}{3b \,.\, g}$. Hieraus folgt ferner, wenn für B der Werth von der Seite 344 substituirt wird, der Durchmesser im Lichten des Stiefels

$$D = \sqrt{\frac{M \,.\, r \,.\, c - m\,(R + 3\,G)\,2g \,.\, e}{3b \,.\, g \,.\, H} + \left(\frac{\mu \,.\, H'}{H}\right)^2} - \frac{\mu \,.\, H'}{H} .$$

Werden in diesen Ausdruck alle Dimensionen, welche dem Beispiele Seite 315 zum Grunde liegen, substituirt, so ist der Durchmesser

$$D = \sqrt{\frac{130{,}7 \,.\, 10 \,.\, 12{,}45 - \frac{1}{8} \,.\, 142 \,.\, 31 \,.\, \frac{1}{3}}{3 \,.\, \frac{1}{2} \,.\, 2{,}5 \,.\, 15{,}5 \,.\, 150} + \left(\frac{0{,}06 \,.\, 144}{150}\right)^2} - \frac{0{,}06 \,.\, 144}{150} = \sqrt{\frac{386129{,}6}{209250} + 0{,}0576^2} - 0{,}0576 = 1{,}302$$

Fuss. Durch weitere Substituzion in die Gleichung Seite 344 ergibt sich

$$\frac{1}{A^2} = \frac{\left(\frac{2{,}5}{2}\right)^2 \left\{\frac{2 \,.\, 8 \,.\, 1{,}302^4 \,.\, 2^5}{3} + \left(\frac{3}{3{,}1416}\right)^2 \cdot 1200 \,.\, 1{,}302^4 \,.\, 4^5\right\}}{45 \,.\, 62 \,.\, 10^2\left(150 + \frac{2 \,.\, 0{,}06 \,.\, 144}{1{,}302}\right)} = \frac{1}{052} .$$

Der Werth von B ist

$$= \frac{142 \,.\, 31}{8 \,.\, 130{,}7 \,.\, 3 \,.\, 10} = 0{,}140 ,$$

und somit erhalten wir die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Wasserrades

$$v = \frac{9{,}052}{12{,}45 - 0{,}14}\left\{\sqrt{\frac{(12{,}45 - 0{,}14)^2}{9{,}052} + 1} - 1\right\} = \frac{9{,}052 \,.\, 3{,}212}{12{,}31} = 2{,}36 \text{ Fuss.}$$

Wird der Werth von B und A in die Gleichung (III) substituirt, so ist der Effekt in einer Sekunde

$$\frac{130{,}7 \,.\, 9{,}052 \left\{\sqrt{\frac{(12{,}45 - 0{,}14)^2}{9{,}052} + 1} - 1\right\}}{62\left(150 + \frac{2 \,.\, 0{,}06 \,.\, 144}{1{,}302}\right)} = \frac{130{,}7 \,.\, 29{,}075 \,.\, 1{,}302}{62 \,.\, 212{,}58} = 0{,}3754$$

Kubikfuss. Berechnen wir zur Kontrolle denselben Effekt aus dem Kolbenhube, so ist derselbe

$$= \frac{3 \,.\, 2b \,.\, D^2 \,.\, v}{8r} = \frac{3 \,.\, 2{,}5 \,.\, 1{,}302^2 \,.\, 2{,}36}{8 \,.\, 10} = 0{,}3751$$

Kubikfuss. Der unbedeutende Unterschied liegt bloss in der Vernachlässigung der Dezimalen.

Dieser Effekt erscheint zwar der Ziffer nach kleiner, als jener Seite 315 nach der elementaren Rechnung gleichfalls für die vortheilhafteste Geschwindigkeit gefundene von

$0{,}4801$ Kubikfuss; diese zwei Effekte verhalten sich nämlich wie $0{,}4801 : 0{,}3751 = 100 : 78{,}1$, allein bei unserer gegenwärtigen Berechnung, wo $v = 2{,}36$ Fuss, verhält sich der Kraftaufwand zum Effekte wie $130{,}7 \left(\frac{12{,}45 - 2{,}36}{2 . 15{,}5}\right) 2{,}36 : 150 . 0{,}3751 . \frac{11}{12} = 100 : 51{,}4$. Dagegen verhält sich in dem Seite 315 berechneten vortheilhaftesten Falle der Kraftaufwand zum Effekte wie $130{,}7 \left(\frac{12{,}45 - 5{,}02}{2 . 15{,}5}\right) 5{,}02 : 150 . 0{,}4801 . \frac{11}{12} = 100 : 42{,}0$. Demnach erscheint das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte nach der höhern Rechnung vortheilhafter, als es sich nach der bloss elementaren Rechnung ergab. In dieser Hinsicht stimmen also die Resultate dieses Beispieles mit jenen des ersten im vorigen §. berechneten Beispieles überein.

Der auffallendste Unterschied, welcher sich zwischen der gegenwärtigen Rechnung und jener Seite 315 ergibt, liegt in den Werthen von D und v. Gegenwärtig ist der Durchmesser $D = 1{,}302$ Fuss und die zugehörige Geschwindigkeit $v = 2{,}36$ Fuss, wogegen Seite 315 der Durchmesser $D = 1{,}01$ Fuss und $v = 5{,}02$ Fuss war. Aus diesen und allen übrigen Werthen der Tabelle Seite 315 sehen wir, dass die Geschwindigkeit des Wasserrades desto kleiner seyn muss, je grösser der Durchmesser des Stiefels, oder auch je grösser die zu bewegende Last angenommen wird. Es wäre sehr nachtheilig, wenn sich das Rad bei einem grossen Werthe von D mit der halben Geschwindigkeit des anströmenden Wassers bewegen würde. Wollten wir z. B. in unserm Falle, wenn $D = 1{,}302$ Fuss, die Geschwindigkeit $v = \frac{1}{2} c = 6{,}225$ Fuss, demnach $t = \frac{2 \pi . r}{v} = \frac{2 . 3{,}1416 . 10}{6{,}225} = 10{,}1^{\text{Sec.}}$ annehmen, so gibt die Substituzion in die Seite 345 für den Fall $v = \frac{1}{2} c$ abgeleitete Gleichung

$$M . \frac{12{,}45}{2.31} . 2 . 10 = \frac{3.2.2{,}5.1{,}302^2}{4} \left\{ \frac{150}{2} + \frac{0{,}06.144}{1{,}302} + \frac{2{,}5^2.2.3{,}1416^2}{4.45.62.10{,}1^2} \left(\frac{2.8.1{,}302^4.2^5}{3} + \left(\frac{3}{3{,}1416}\right)^2 1200.1{,}302^4.4^5 \right) \right\} + \frac{142.2}{8.3}$$

oder $M . 4{,}016 = 6{,}357\,(75 + 6{,}636 + 349{,}010) + 11{,}833$, woraus die Wassermenge $M = 684{,}6$ Kubikfuss. Der Effekt in einer Sekunde ist nun $= \frac{3 . 2 b . D^2 . v}{8 r} = \frac{3 . 2{,}5 . 1{,}302^2 . 6{,}225}{8 . 10} = 0{,}9893$ Kubikfuss. Das Verhältniss des Kraftaufwandes zu diesem Effekte ist aber $684{,}6 \left(\frac{12{,}45 - 6{,}225}{2 . 15{,}5}\right) 6{,}225 : 150 . 0{,}9893 . \frac{11}{12} = 100 : 15{,}9$, woraus man hinreichend zu beurtheilen vermag, wie nachtheilig es wäre, wenn die Maschine mit der Geschwindigkeit $v = \frac{1}{2} c$ betrieben würde. Hieraus folgt die Regel, dass die Wasserräder der Druckwerke sich in den meisten Fällen langsamer, als mit der halben Geschwindigkeit des an das Rad anströmenden Wassers bewegen müssen.

§. 249.

Wird ein vereinigtes Saug- und Druckwerk durch ein oberschlächtiges Rad betrieben, so lässt sich die Rechnung für seine Anlage auf gleiche Art durchführen. Es sey das Aufschlagwasser in jeder Sekunde $= M$, die Geschwindigkeit des Rades $= v$, das wirksame Gefälle oder die Höhe vom Einfalle bis zum Ausflusse des Wassers $= h$, so ist die Kraft des Rades $K = M \left(\frac{h}{v} + \frac{c - v}{2 g}\right)$, wie im II. Bande gezeigt wurde. Weil nun $b . u : v = b : r$ oder $u = \frac{v}{r}$, so haben wir die Gleichung zwischen Kraft und Last

$$M\left(\frac{h}{v}+\frac{c-v}{2g}\right)\frac{2r.\pi}{t}=m(R+3G)\frac{2e.\pi}{t}+\frac{3.2b.F}{t}\left(H+\frac{2\mu.H'}{D}\right)$$
$$+\frac{3.2b.F}{t}\cdot\frac{b^2.v^2}{45.4g.r^2}\left\{\frac{21.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2\cdot\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right\}.$$

Wird statt $\frac{2r.\pi}{t}$ die Umdrehungsgeschwindigkeit v des Rades gesetzt, so ist der Effekt in einer Sekunde: $\frac{3.2b.F}{t}=\frac{M\left(h+\frac{(c-v)v}{2g}\right)-m(R+3G)\frac{e}{r}.v}{H+\frac{2\mu.H'}{D}+\frac{b^2}{45.4g.r^2}.v^2.\left\{\frac{21.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2.\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right\}}$.

Setzt man auf gleiche Art wie bei dem unterschlächtigen Rade $m\left(\frac{R+3G}{M}\right)\frac{2g.e}{r}=N$, ferner $H+\frac{2\mu.H'}{D}=A$, endlich $\frac{b^2}{45.4g.r^2.A}\left\{\frac{21.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2.\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right\}=O^2$, so ist der Effekt $\frac{3.2b.F}{t}=\frac{M(2g.h+c.v-v^2-N.v)}{2g.A(1+O^2.v^2)}$. Nach der Rechnung unter dem Texte *) ist für den vortheilhaftesten Fall $2g.h+c.v-v^2-N.v=(c-2v-N)\left(\frac{1+O^2.v^2}{2O^2.v}\right)$, demnach ist der grösste Effekt $\frac{3.2b.F}{t}=\frac{M}{2g.A.O^2}\left(\frac{c-N}{2v}-1\right)$. Die zur Bewirkung dieses Effektes erforderliche vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades ist aber:

$v=\sqrt{\frac{(1+2g.h.O^2)^2}{O^4.(c-N)^2}+\frac{1}{O^2}}-\frac{1+2g.h.O^2}{O^2.(c-N)}$. Diese Rechnung zeigt abermals, dass der Effekt eines solchen Druckwerkes gross werde, wenn das Aufschlagwasser M und die wirksame Fallhöhe h gross, dann wenn die Steighöhe H und die Reibung $m(R+3G)e$ klein ist, endlich wenn der Widerstand der Röhren gering ist und die Maschine einen langsamen Gang hat.

§. 250.

Beispiel. Wir wollen annehmen, dass dasselbe Druckwerk, dessen Anlage wir Seite 311 und Seite 345 für ein unterschlächtiges Wasserrad berechneten, durch ein **oberschlächtiges Rad** zu betreiben sey. Statt dem dort angenommenen Gefälle des Wehres mit 2,5 Fuss wollen wir ein Gefälle von 10 . 2,5 = 25 Fuss annehmen und die erforderliche Wassermenge zur Bewirkung eines gleichen Effektes von 0,3283 Kubikfuss (wobei nämlich auf den Verlust bei den Ventilen noch nicht Rücksicht genommen ist) berechnen.

Sind die Zellen des oberschlächtigen Rades auf **zwei Drittel** ihres Inhaltes mit Wasser gefüllt, so können wir die Tabelle Seite 424 und 425, II. Band zur Berechnung der Kraft und Anlage des Rades gebrauchen. In der XX. Rubrik für das ganze verwendete Gefälle finden wir den nächsten Werth $25{,}40\,a$, welches in unserm Falle $= 25$ Fuss ist. Hieraus folgt die Höhe von der Mitte der Schützenöffnung bis zum Theilrisse $a = 0{,}9843$ Fuss, welche man bei Rädern von solcher Grösse mit beiläufig 1 Fuss anzunehmen pflegt.

---

*) Der Differenzialkoeffizient dieses Ausdruckes ist

$(c-2v-N)(1+O^2.v^2)-2O^2.v(2g.h+c.v-v^2-N.v)=0$, oder

$\frac{c-N}{O^2}-2\left(\frac{1}{O^2}+2g.h\right)v-(c-N)v^2=0$, woraus

$v=\sqrt{\frac{(1+2g.h.O^2)^2}{O^4.(c-N)^2}+\frac{1}{O^2}}-\frac{1+2g.h.O^2}{O^2.(c-N)}$.

Die Tabelle ist für die Annahme $v = \frac{1}{2}c$ berechnet, für welchen Fall die vertikale Höhe des wasserhaltenden Bogens $h = 10{,}65\,a + 7{,}26\,a = 17{,}91\,a = 17{,}91 \,.\, 0{,}9843 = 17{,}63$ Fuss, dann $\frac{r}{a} = 11$ oder $r = 11 \,.\, 0{,}9843 = 10{,}83$ Fuss ist. Die Geschwindigkeit des Rades im Theilrisse ist nach derselben Tabelle $v = 5{,}65\sqrt{a} = 5{,}61$ Fuss, ferner $\left(\frac{c - v}{2g}\right)v = \frac{c^2}{2 \,.\, 4g} = 1{,}03\,a = 1{,}01$ Fuss. Werden nun diese Werthe und jene Seite 311 zuerst in den Ausdruck für den Effekt substituirt, so ist derselbe

$$\frac{3 \,.\, 2b \,.\, F \,.\, v}{2\pi \,.\, r} = \frac{3 \,.\, 2b \,.\, D^2 \,.\, v}{8r} = \frac{3 \,.\, 2{,}5 \,.\, D^2 \,.\, 5{,}61}{8 \,.\, 10{,}83} = 0{,}3283 \text{ Kubikfuss. Hieraus folgt } D^2 = 0{,}6760$$

und der Durchmesser im Lichten der Stiefel $D = 0{,}82$ Fuss.

Die Substituzion in die Seite 348 für den Effekt aufgestellte Gleichung gibt

$$0{,}3283 = \frac{M(17{,}63 + 1{,}01) - \dfrac{142 \,.\, 5{,}61}{8 \,.\, 3 \,.\, 10{,}83}}{150 + \dfrac{2 \,.\, 0{,}06 \,.\, 144}{0{,}82} + \dfrac{2{,}5^2 \,.\, 5{,}61^2}{4 \,.\, 45 \,.\, 62 \,.\, 10{,}83^2}\left\{\dfrac{2 \,.\, 8 \,.\, 0{,}676^2 \,.\, 2 \,.\, 2^4}{3} + \left(\dfrac{3}{3{,}1416}\right)^2 \,.\, 1200 \,.\, 0{,}676^2 \,.\, 4 \,.\, 4^4\right\}}$$

oder $0{,}3283 = \frac{M \,.\, 18{,}64 - 3{,}06}{150 + 21{,}073 + 76{,}960}$.

Die Widerstände erscheinen hier kleiner, als Seite 345 wo selbe $= 2(75 + 11{,}52 + 38{,}427) = 150 + 23{,}04 + 76{,}854$ waren, weil dort $D = 0{,}75$ hier aber $D = 0{,}82$ Fuss angenommen wurde. Für unsern Fall ergibt sich nun das nothwendige Aufschlagewasser in einer Sekunde $M = 4{,}5$ Kubikfuss. Diese Wassermenge ist 15mal kleiner als jene von $68{,}6$ Kubikfuss, welche wir bei einem unterschlächtigen Wasserrade für ein zehnmal kleineres Wehrgefälle bei gleichem Effekte von $0{,}3283$ Kubikfuss nach den Formeln der höhern Rechnung Seite 345 fanden. Die Ursache liegt darin, weil bei dem unterschlächtigen Rade für die beste Benützung der Wasserkraft $v = \frac{1}{2}c$, demnach 50 Prozent vom Gefälle verloren gehen, während in der Tabelle Seite 425, II. Band für unsern Fall, wo auch $v = \frac{1}{2}c$ ist, nur 25 Prozent als Gefällsverlust erscheinen; überdiess sind auch die gesammten Widerstände, wie bemerkt, wegen dem etwas grössern Werthe von D, minder bedeutend.

Das Verhältniss der Kraft des Wasserrades gegen den Effekt ergibt sich auf gleiche Art wie Seite 311. In unserm Falle ist die ganze wirksame Wassersäule $18{,}94\,a = 18{,}64$ Fuss, das Aufschlagewasser $= 4{,}5$ Kubikfuss, die Hubshöhe $= 150$ Fuss, und die von der Maschine in der Sekunde geförderte Wassermenge $= \frac{11}{12} \,.\, 0{,}3283 = 0{,}3009$ Kubikfuss; demnach verhält sich die Kraft des Rades zum Effekte $= 18{,}64 \,.\, 4{,}5 : 0{,}3009 \,.\, 150 = 100 : 53{,}8$ wogegen Seite 311 für den etwas kleinern Durchmesser des Stiefels das Verhältniss $100 : 47{,}7$ berechnet wurde. Vergleichen wir aber das Bewegungsmoment des Wassers, wodurch das Rad bewegt wird, mit dem Effekte, so gibt diess $25 \,.\, 4{,}5 : 150 \,.\, 0{,}3009 = 100 : 40{,}1$, wogegen Seite 313 für denselben Fall, jedoch mit Annahme eines unterschlächtigen Rades $100 : 23{,}9$ gefunden wurde.

$$M\left(\frac{h}{v}+\frac{c-v}{2g}\right)\frac{2r.\pi}{t}=m(R+3G)\frac{2e.\pi}{t}+\frac{3.2b.F}{t}\left(H+\frac{2\mu.H'}{D}\right)$$
$$+\frac{3.2b.F}{t}\cdot\frac{b^2.v^2}{45.4g.r^2}\left\{\frac{21.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2\cdot\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right\}.$$

Wird statt $\frac{2r.\pi}{t}$ die Umdrehungsgeschwindigkeit v des Rades gesetzt, so ist der Effekt in einer Sekunde:

$$\frac{3.2b.F}{t}=\frac{M\left(h+\frac{(c-v)v}{2g}\right)-m(R+3G)\frac{e}{r}.v}{H+\frac{2\mu.H'}{D}+\frac{b^2}{45.4g.r^2}.v^2.\left\{\frac{21.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2.\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right\}}.$$

Setzt man auf gleiche Art wie bei dem unterschlächtigen Rade $m\left(\frac{R+3G}{M}\right)\frac{2g.e}{r}=N$, ferner $H+\frac{2\mu.H'}{D}=A$, endlich $\frac{b^2}{45.4g.r^2.A}\left\{\frac{21.F^2}{3d.f^2}+\left(\frac{3}{\pi}\right)^2.\frac{\lambda.F^2}{\delta.\gamma^2}\right\}=O^2$, so ist der Effekt $\frac{3.2b.F}{t}=\frac{M(2g.h+c.v-v^2-N.v)}{2g.A(1+O^2.v^2)}$. Nach der Rechnung unter dem Texte *) ist für den vortheilhaftesten Fall $2g.h+c.v-v^2-N.v=(c-2v-N)\left(\frac{1+O^2.v^2}{2O^2.v}\right)$, demnach ist der grösste Effekt $\frac{3.2b.F}{t}=\frac{M}{2g.A.O^2}\left(\frac{c-N}{2v}-1\right)$. Die zur Bewirkung dieses Effektes erforderliche vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades ist aber:

$$v=\sqrt{\frac{(1+2g.h.O^2)^2}{O^4.(c-N)^2}+\frac{1}{O^2}}-\frac{1+2g.h.O^2}{O^2.(c-N)}.$$

Diese Rechnung zeigt abermals, dass der Effekt eines solchen Druckwerkes gross werde, wenn das Aufschlagwasser M und die wirksame Fallhöhe h gross, dann wenn die Steighöhe H und die Reibung m(R + 3G)e klein ist, endlich wenn der Widerstand der Röhren gering ist und die Maschine einen langsamen Gang hat.

§. 250.

Beispiel. Wir wollen annehmen, dass dasselbe Druckwerk, dessen Anlage wir Seite 311 und Seite 345 für ein unterschlächtiges Wasserrad berechneten, durch ein oberschlächtiges Rad zu betreiben sey. Statt dem dort angenommenen Gefälle des Wehres mit 2,5 Fuss wollen wir ein Gefälle von 10 . 2,5 = 25 Fuss annehmen und die erforderliche Wassermenge zur Bewirkung eines gleichen Effektes von 0,3283 Kubikfuss (wobei nämlich auf den Verlust bei den Ventilen noch nicht Rücksicht genommen ist) berechnen.

Sind die Zellen des oberschlächtigen Rades auf zwei Drittel ihres Inhaltes mit Wasser gefüllt, so können wir die Tabelle Seite 424 und 425, II. Band zur Berechnung

---

*) Der Differenzialkoeffizient dieses Ausdruckes ist

$$(c-2v-N)(1+O^2.v^2)-2O^2.v(2g.h+c.v-v^2-N.v)=0,$$ oder

$$\frac{c-N}{O^2}-2\left(\frac{1}{O^2}+2g.h\right)v-(c-N)v^2=0,$$ woraus

$$v=\sqrt{\frac{(1+2g.h.O^2)^2}{O^4.(c-N)^2}+\frac{1}{O^2}}-\frac{1+2g.h.O^2}{O^2.(c-N)}.$$

der Kraft und Anlage des Rades gebrauchen. In der XX. Rubrik für das ganze verwendete Gefälle finden wir den nächsten Werth $25{,}40\,a$, welches in unserm Falle $= 25$ Fuss ist. Hieraus folgt die Höhe von der Mitte der Schützenöffnung bis zum Theilrisse $a = 0{,}9843$ Fuss, welche man bei Rädern von solcher Grösse mit beiläufig 1 Fuss anzunehmen pflegt.

Die Tabelle ist für die Annahme $v = \frac{1}{2}c$ berechnet, für welchen Fall die vertikale Höhe des wasserhaltenden Bogens $h = 10{,}65\,a + 7{,}26\,a = 17{,}91\,a = 17{,}91 \,.\, 0{,}9843 = 17{,}63$ Fuss, dann $\frac{r}{a} = 11$ oder $r = 11 \,.\, 0{,}9843 = 10{,}83$ Fuss ist. Die Geschwindigkeit des Rades im Theilrisse ist nach derselben Tabelle $v = 5{,}65 \sqrt{a} = 5{,}61$ Fuss, ferner $\left(\frac{c - v}{2g}\right)v = \frac{c^2}{2 \,.\, 4g} = 1{,}03\,a = 1{,}01$ Fuss. Werden nun diese Werthe und jene Seite 311 zuerst in den Ausdruck für den Effekt substituirt, so ist derselbe $\frac{3 \,.\, 2b \,.\, F \,.\, v}{2\pi \,.\, r} = \frac{3 \,.\, 2b \,.\, D^2 \,.\, v}{8r} = \frac{3 \,.\, 2{,}5 \,.\, D^2 \,.\, 5{,}61}{8 \,.\, 10{,}83} = 0{,}3283$ Kubikfuss. Hieraus folgt $D^2 = 0{,}6760$ und der Durchmesser im Lichten der Stiefel $D = 0{,}82$ Fuss.

Die Substituzion in die Seite 348 für den Effekt aufgestellte Gleichung gibt

$$0{,}3283 = \frac{M(17{,}63 + 1{,}01) - \frac{142 \,.\, 5{,}61}{8 \,.\, 3 \,.\, 10{,}83}}{150 + \frac{2 \,.\, 0{,}06 \,.\, 144}{0{,}82} + \frac{2{,}5^2 \,.\, 5{,}61^2}{4 \,.\, 45 \,.\, 62 \,.\, 10{,}83^2}\left\{\frac{2 \,.\, 8 \,.\, 0{,}676^2 \,.\, 2 \,.\, 2^4}{3} + \left(\frac{3}{3{,}1416}\right)^2 \cdot 1200 \,.\, 0{,}676^2 \,.\, 4 \,.\, 4^4\right\}}$$

oder $0{,}3283 = \frac{M \,.\, 18{,}64 - 3{,}06}{150 + 21{,}073 + 76{,}960}$.

Die Widerstände erscheinen hier kleiner, als Seite 345 wo selbe $= 2(75 + 11{,}52 + 38{,}427) = 150 + 23{,}04 + 76{,}854$ waren, weil dort $D = 0{,}75$ hier aber $D = 0{,}82$ Fuss angenommen wurde. Für unsern Fall ergibt sich nun das nothwendige Aufschlagewasser in einer Sekunde $M = 4{,}5$ Kubikfuss. Diese Wassermenge ist 15mal kleiner als jene von $68{,}6$ Kubikfuss, welche wir bei einem unterschlächtigen Wasserrade für ein zehnmal kleineres Wehrgefälle bei gleichem Effekte von $0{,}3283$ Kubikfuss nach den Formeln der höhern Rechnung Seite 345 fanden. Die Ursache liegt darin, weil bei dem unterschlächtigen Rade für die beste Benützung der Wasserkraft $v = \frac{1}{2}c$, demnach 50 Prozent vom Gefälle verloren gehen, während in der Tabelle Seite 425, II. Band für unsern Fall, wo auch $v = \frac{1}{2}c$ ist, nur 25 Prozent als Gefällsverlust erscheinen; überdiess sind auch die gesammten Widerstände, wie bemerkt, wegen dem etwas grössern Werthe von D, minder bedeutend.

Das Verhältniss der Kraft des Wasserrades gegen den Effekt ergibt sich auf gleiche Art wie Seite 311. In unserm Falle ist die ganze wirksame Wassersäule $18{,}94\,a = 18{,}64$ Fuss, das Aufschlagewasser $= 4{,}5$ Kubikfuss, die Hubshöhe $= 150$ Fuss, und die von der Maschine in der Sekunde geförderte Wassermenge $= \frac{11}{12} \,.\, 0{,}3283 = 0{,}3009$ Kubikfuss; demnach verhält sich die Kraft des Rades zum Effekte $= 18{,}64 \,.\, 4{,}5 : 0{,}3009 \,.\, 150 = 100 : 53{,}8$ wogegen Seite 311 für den etwas kleinern Durchmesser des Stiefels das Verhältniss $100 : 47{,}7$ berechnet wurde. Vergleichen wir aber das Bewegungsmoment des Wassers, wodurch das Rad bewegt wird, mit dem Effekte, so gibt diess $25 \,.\, 4{,}5 : 150 \,.\, 0{,}3009 = 100 : 40{,}1$, wogegen Seite 313 für denselben Fall, jedoch mit Annahme eines unterschlächtigen Rades $100 : 23{,}9$ gefunden wurde.

Diese Rechnungen gründen sich auf die Annahme, dass $v = \frac{1}{2} c$, wogegen die Theorie im vorigen §. gelehrt hat, dass die Geschwindigkeit des Rades kleiner seyn müsse. Hiernach kann daher die Anlage des Druckwerkes für denselben Effekt, jedoch bei der vortheilhaftesten langsamern Bewegung nochmals berechnet werden.

§. 251.

Bei den bisherigen Berechnungen haben wir keine bestimmten Verhältnisse zwischen den Durchmessern der Saugröhren, Kolbenröhren und Steigröhren angenommen. In der Ausübung dürfen jedoch gewisse Gränzen nicht überschritten werden, welche sich am zweckmässigsten aus der Beobachtung mehrerer guten Maschinenlagen dieser Art beurtheilen lassen. Bei dem Wasserdruckwerke in *Augsburg*, welches Herr von *Reichenbach* im Jahre 1820 erbaute, sind wie schon §. 227 bemerkt wurde, die Saugröhren 5zöllig, die vier messingenen Stiefel 11zöllig, die gemeinschaftliche Steigröhre hat aber 7 Zoll Weite im Lichten. Dagegen sind bei dem §. 222 bis 224 beschriebenen *Prager* Wasserdruckwerke die Saugröhren 4½zöllig, die vier messingenen Stiefel 10zöllig, die zwei gemeinschaftlichen Steigröhren haben aber nur 3½ Zoll im Durchmesser, welche letztere offenbar hätten grösser angenommen werden sollen. Diese beiden Druckwerke werden durch unterschlächtige Räder betrieben.

Dagegen haben die nach Art der Druckwerke in *Ungarn* erbauten Wasserförderungsmaschinen, welche durch Wassersäulenmaschinen betrieben werden, ganz andere Verhältnisse. Bei der Maschine im *Leopold*-Schachte zu *Schemnitz*, wovon wir §. 196 sprachen, sind die Saug- und Steigröhren des untern Satzes 9zöllig, die Kolbenröhren 14zöllig; bei dem obern Satze sind aber die Steigröhren 9½zöllig und die Kolbenröhren 15zöllig.

In *Kärnthen* werden durch Wassersäulenmaschinen eigentlich sogenannte vereinigte Saug- und Druckwerke bewegt, von welchen wir im nächsten Kapitel umständlich sprechen werden. Das obere Druckwerk bei der Wassersäulenmaschine im *Ramser-Kraken-Gesenke*, womit das Wasser 31 Klafter seiger gefördert wird, besteht aus zwei messingenen fünfzölligen Stiefeln, deren jeder mit einem vierzölligen Saugrohre verbunden ist. Die Querschnittsflächen der Saugröhren verhalten sich daher zu jenen der Kolbenröhren, wie $4^2 : 5^2 = 2 : 3$. Dieses Verhältniss hat man mehreren angestellten Versuchen zu Folge als das vortheilhafteste gefunden. Sind nämlich die Saugröhren mit den Kolbenröhren gleich weit, so schlägt die grosse in dem Saugrohre befindliche Wassermasse mit Gewalt an das darüber liegende Ventil an, und erschwert den Gang der Maschine; ist aber im Gegentheile das Saugrohr zu enge, so ist die Bewegung wegen dem hieraus entstehenden Hindernisse abermals schwerer; es gibt also allerdings ein Verhältniss, welches sich in der Ausübung als das vortheilhafteste darstellt.

Da die Kolbenröhren oder Stiefel gewöhnlich von Messing oder einer Metallmischung genommen werden, ihre Anschaffung sonach sehr kostspielig ist, so muss auch bei der Anlage eines Druckwerkes, vorzüglich wenn die Betriebskraft hinreichend gross ist, hierauf Rücksicht genommen werden. Ist die Länge des Steigrohres nicht sehr gross, so ist es wesentlich, dasselbe hinreichend weit anzunehmen; bei einer bedeutenden Länge würden aber die Beischaffungskosten eines gusseisernen Steigrohres sehr gross ausfallen, es muss daher auch hierauf Bedacht genommen werden.

Mit Erwägung aller dieser Umstände wird der denkende *Ingenieur* in den von uns aufgestellten Formeln solche Dimensionen annehmen, welche den Lokalverhältnissen entsprechen, und hieraus die übrigen Grössen berechnen. Es wird in einem solchen Falle immer zweckmässig seyn, zwei oder mehrere Entwürfe z. B. für die Annahme weiter oder enger Steigröhren u. dgl. zu verfassen, weil sich aus der Vorlage derselben ihre Zweckmässigkeit am leichtesten beurtheilen, und eine entsprechende Wahl des einen oder andern Entwurfes am leichtesten vornehmen lässt. Jedenfalls kann man sich aus den in diesem Kapitel berechneten Beispielen überzeugen, wie wichtig und unumgänglich nothwendig die ordentliche Berechnung jeder Anlage dieser Art ist; ohne derselben ist man keineswegs im Stande, den Einfluss zu beurtheilen, welchen die Abänderung einer oder der andern Dimension verursacht, indem die Durchmesser d, D und δ mit verschiedenen Potenzen erscheinen. Hieraus erklärt sich aber auch, warum so viele Druckwerke, die auf das Gerathewohl angelegt wurden, den Erwartungen nicht entsprochen haben.

§. 252.

Tab. 87. und 88.

Am Schlusse dieses Kapitels wollen wir noch die vorgetragene Theorie mit dem Prager Neu-Mühlen-Wasserwerke vergleichen, welches auf den Tafeln No. 87 und 88 dargestellt erscheint und §. 222 bis 226 umständlich beschrieben wurde. Das neue Wasserdruckwerk, wovon hier gesprochen wird, besteht aus 4 Stiefeln, die das Wasser in eine gemeinschaftliche Steigröhre treiben; diese Steigröhre theilt sich bereits in der Nähe des Druckwerkes, wie Fig. 1, Tab. 87 zu sehen ist, und läuft in einer doppelten Röhre bis zu dem Behälter im Wasserthurme, dass Wasser fliesst also oben aus 2 Röhren aus. Die Steighöhe, oder der Höhenunterschied von der Oberfläche des Wassers im Flusse bis zur Ausflussöffnung auf dem Wasserthurme beträgt $16{,}5$ Klafter $= 99$ Fuss $= H$; die Länge einer Steigröhre, so weit selbe nämlich zuerst horizontal und dann senkrecht im Thurme fortläuft, beträgt $81{,}5$ Klafter, demnach $\lambda = 2 . 6 . 81{,}5 = 2 . 489$ Fuss, der Durchmesser der Steigröhren in ihrem Lichten gemessen beträgt $\delta = 3{,}5$ Zoll.

Die Länge des Saugrohres ist $a = 5$ Fuss und der Durchmesser desselben $4{,}5$ Zoll. Der Durchmesser der Kolbenröhren ebenfalls im Lichten gemessen $D = 10$ Zoll; die Hubshöhe des Kolbens nach der Bezeichnung Seite 310 beträgt $b = 32$ Zoll, die Höhe des schädlichen Raumes $e = 2{,}5$ Zoll. Das Gewicht eines Kolbens sammt Platte und Kolbenstange ist nach der Angabe des Herrn *Boschek*, welcher diese Maschine abänderte $= 7{,}5$ Zentner, und das Gewicht des Wasserrades sammt Welle und Zapfen nach der Angabe desselben $= 76$ Zentner, demnach kann $56{,}4\, P = 7600 + 4 . 750 = 10000$ ℔ gesetzt werden. Der Halbmesser des Zapfens ist $r = 4$ Zoll, der Halbmesser des Wasserrades $R = 11$ Fuss.

Das unterschlächtige Rad dieses Druckwerkes steht in einem Gerinne, wo die Breite der Einflussöffnung an der Schütze $b' = 8$ Fuss misst. Das Gefälle des Wehres, an welchem dieses Gerinne liegt, oder der Höhenunterschied des Ober- und Unterwassers beträgt bei dem Normalstande $h = 3{,}5$ Fuss; da die Schütze hiebei ganz aufgezogen wird, so ist nach §. 111 II. Band die in einer Sekunde einströmende Wassermenge $M = \frac{2}{3} . m' . b' . h . 2\sqrt{g . h} = \frac{2}{3} . 0{,}633 . 8 . 3{,}5 . 2\sqrt{15{,}5 . 3{,}5} = 174$ Kubikfuss, und die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser bei dem Rade ankommt $c = 2\sqrt{15{,}5 . 3{,}5} = 14{,}7$ Fuss.

Hinter dem Wasserrade des Druckwerkes steht in demselben Gerinne noch ein zweites Rad, welches eine Getreidemahlmühle betreibt; für den vortheilhaftesten Fall müsste sich daher, wenn beide Räder ein gleiches Moment ausüben, nach Seite 366, II. Band das erste Rad mit einer Geschwindigkeit $v = {}^4/_5 c = {}^4/_5 . 14{,}7 = 11{,}8$ Fuss bewegen. Da dieser Fall jedoch nicht vorausgesetzt werden kann, so musste die Geschwindigkeit des abfliessenden Wassers besonders gemessen werden. Das Gerinne ist zwar unter dem ersten Rade erweitert, allein es ist daselbst zu beiden Seiten mit Zulaghölzern eingeengt, so dass zur Zeit, als die Messung vorgenommen wurde, die Breite beinahe so gross als zwischen den Griessäulen der Schütze, und die ganze Fläche des vom ersten Rade abfliessenden Wassers $= 16{,}1$ Quadratfuss gefunden wurde. Dividirt man nun die in einer Sekunde einströmende Wassermenge von 174 Kubikfuss durch diese Querschnittsfläche von 16,1 Quadratfuss, so ist $\frac{174}{16{,}1} = 10{,}8$ die Geschwindigkeit des vom ersten Rade abfliessenden Wassers. Eine Wiederholung dieser Messung wird zu verschiedenen Jahreszeiten auch verschiedene Resultate geben, so wie überhaupt die Messung, besonders der Wassertiefe nicht bloss wegen der beengten Lokalität, sondern vorzüglich wegen der bedeutenden Wellenbewegung des Wassers sehr schwierig ist, und mit vieler Vorsicht vorgenommen werden muss.

Bei einer Abmessung im Jahre 1832 hatte das Rad 16 Schaufeln, deren jede beinahe 8 Fuss lang und ½ Fuss breit war; die Querschnittsfläche einer Schaufel war daher $= 8 . {}^1/_2 = 4$ Quadratfuss, und die Entfernung einer Schaufel von der andern $= \frac{3{,}1416 . 2 . 11}{16} = 4{,}3$ Fuss. Bei einer andern Abmessung im April 1834 hatte das Wasserrad 30 Schaufeln und zwar 16 Schaufeln von 7 bis 8 Zoll Breite, dann 14 Schaufeln (Latten) von 2,5 Zoll Breite. Es ist indessen aus den §. 275, II. Band angeführten Gründen weit vortheilhafter, das Bewegungsmoment des Wasserrades aus dem Unterschiede der Geschwindigkeit des Wassers vor und hinter dem Rade zu berechnen, als im Gegentheile in eine weitläufige Untersuchung des Stosses des Wassers mit Rücksicht auf die Anzahl, Grösse und Stellung der Schaufeln, dann auch mit Rücksicht auf den Spielraum der Schaufeln im Gerinne einzugehen. Was nämlich das Wasser an seiner Bewegung verloren hat, muss offenbar durch den Widerstand, welchen das Rad bei seiner Bewegung fand, bewirkt worden seyn; es drückt sonach $56{,}4\,M\left(\frac{c-v}{2g}\right)$ genau den Verlust in der Bewegung des Wassers oder auch die Kraft des Rades aus. In unserm Falle wird also nach Seite 310 das Kraftmoment

$$56{,}4\,M\left(\frac{c-v}{2g}\right)2\pi . R = 56{,}4 . 174\left(\frac{14{,}7-10{,}8}{31}\right)2 . 3{,}1416 . 11 = 85330 \text{ seyn.}$$

Zur Berechnung des Lastmomentes wird die Beobachtung der Zeit eines Umlaufes des Wasserrades vor allem erfordert. Nach der Messung im Jahre 1832 war diese Zeit $= 8^{\text{Sec.}}$, folglich ist nach der Bezeichnung Seite 310 der Werth von $t = 4^{\text{Sec.}}$ Zu andern Zeiten wurde nach Massgabe der zuströmenden Wassermenge ein mehr oder minder schneller Gang der Maschine beobachtet. Hinsichtlich der Kolbenreibung gibt Herr *Boschek* an, dass jeder Kolben durch sein eigenes Gewicht und jenes der Leitstange die Reibung überwindet, und dabei eine ziemlich schnelle Bewegung annimmt. Es beträgt daher die Kolbenreibung etwas weniger, als dieses Gewicht, welches nach der von Herrn *Boschek* vorgenommenen Abwägung $= 330$ ℔ ist. Setzt man $330 = \frac{56{,}4\,\mu\,.\,F\,.\,H}{D} = \frac{56{,}4\,.\,\mu\,.\,3{,}1416\,.\,25\,.\,99\,.\,6}{4\,.\,36\,.\,5}$, so folgt $\mu = 0{,}09$. Es muss aber bemerkt werden, dass diese Versuche während der Aufstellung der Maschine gemacht wurden, dass aber gegenwärtig durch das unreine Wasser kleinere Sand- und Schlammtheile bis zur Liederung dringen und eine etwas grössere Reibung verursachen. Die Stadt Prag erfreut sich bisher noch keiner Anstalten zur Filtrirung des Wassers, wie selbe im II. Bande §. 184 von *Paris* und §. 187 von England angegeben wurden; eben so wenig hat man darauf gesehen, die Wasserwerke oberhalb der Stadt, wie z. B. in *Glasgow*, §. 190, II. Band anzulegen; sondern es stehen alle Wasserwerke unmittelbar an dem Moldauflusse, in welchen alle Abzugskanäle der Stadt einmünden, und das Wasser wird ohne weitere Reinigung von den Druckwerken in die verschiedenen Stadttheile geführt; man erhält also, je nachdem das Wasser im Flusse rein oder trübe ist, auch ein eben solches Wasser durch die Röhrenleitungen zum häuslichen Bedarfe, und bloss das Trinkwasser wird aus Brunnen bezogen. Für unsere Rechnung können wir demnach in Hinsicht der häufig grössern Kolbenreibung, welche bei unreinem Wasser entsteht, wenigstens $\mu = 0{,}10$ für eine Spannung der Liederung von 99 Fuss annehmen. Werden nun alle diese Werthe in die Gleichung Seite 310 substituirt, und der Koeffizient der Zapfenreibung $m = \frac{1}{8}$ angenommen, so ist das Lastmoment

$$56{,}4\,.\,\frac{3{,}1416}{4}\,.\,\frac{25}{36}\,.\,4\,.\,2\,.\,\frac{32}{12}\left\{\frac{99}{2} + 0{,}1\left(\frac{99+99}{2\,.\,5}\right)6 + \frac{2\,.\,489\,.\,20^2}{2\,.\,7^2}\left(1 + \frac{20^2\,.\,32\,.\,12}{7^2\,.\,12\,.\,180\,.\,3{,}5}\right)\frac{32}{12\,.\,15{,}5\,.\,4^2}\right.$$
$$\left. + \left(\frac{99 - 10 - {}^5/_{12} - {}^{32}/_{12}}{2}\right)\frac{32}{12\,.\,15{,}5\,.\,4^2} + \frac{2\,.\,489\,.\,20^2}{2\,.\,7^2}\left(1 + \frac{20^2\,.\,32\,.\,12}{7^2\,.\,12\,.\,180\,.\,3{,}5}\right)\frac{32^2}{12^2\,.\,15{,}5^2\,.\,4^4}\right\}$$
$$+ 10600\,.\,{}^1/_8\,.\,2\,.\,3{,}1416\,.\,{}^4/_{12}$$

oder $656{,}25\,(49{,}50 + 11{,}88 + 60{,}72 + 0{,}46 + 0{,}65) + 3700 = 80860 + 3700 = 84560$.

Wird dieses Lastmoment mit dem oben gefundenen Kraftmomente von 85330 verglichen, so zeigt sich, dass das letztere um den 110ten Theil grösser sey. Es ist aber zu bemerken:

1tens Dass wir das Prager Wasserdruckwerk bloss mit unserer elementaren Rechnung verglichen haben, um die Anwendbarkeit der letztern für die gewöhnlichen praktischen Fälle zu zeigen.

2tens Sind bei dieser elementaren Rechnung mehrere kleinere Widerstände zur Vermeidung eines zusammengesetztern Ausdruckes nicht angeschlagen worden, nämlich der Widerstand, welchen das Wasser in den Biegungen der Leitungsröhren, dann bei dem Durchgehen durch die Ventile erfährt. Eine jede Kolbenstange geht ferner oben an vier Frikzionsrollen, verursacht also ebenfalls eine Reibung; die Zugstangen reiben sich sowohl oben an den Bolzen, als unten an den Kurbelzapfen; die Druckbalken (*Balanciers*) reiben sich auch in ihren Zapfen; das an das Rad anstossende Wasser verursacht auch eine grössere Reibung, als durch das blosse Gewicht des Wasserrades folgen würde, u. s. w. Diese Widerstände können leicht den abgängigen 110ten Theil des Lastmomentes ergänzen, allein da die Abmessungen vorzüglich bei der Geschwindigkeit des abfliessenden Wassers kaum auf den 110ten Theil übereinstimmen können, so erscheint die Vergleichung unserer Theorie mit der Erfahrung allerdings als genügend. Während den drei Jahren 1830 bis

1832, wo der Herausgeber dieses Werkes den Gegenstand der Mechanik an dem technischen Institute in Prag vortrug, wurde alle Jahre die Abmessung dieses Druckwerkes von den Technikern vorgenommen, und von denselben als Aufgabe mit der Rechnung verglichen, wobei sich jedesmal eine gute Uebereinstimmung fand.

Es bleibt uns noch übrig, den Effekt dieses Druckwerkes zu berechnen, und mit der Erfahrung zu vergleichen. Dieser Effekt ist für 1 Sekunde $= \frac{4 . b . F}{t} = \frac{4 . 32 . 3{,}1416 . 25}{12 . 4 . 36 . 8} = 0{,}73$ Kubikfuss. Die Abmessung der Wassermenge, welche aus den 2 Steigröhren dieses Druckwerkes oben am Wasserthurme ausfliesst, ist noch weit schwieriger, weil in den obern Behälter auch das zweite Druckwerk Wasser zuführt, und keine Vorrichtung vorhanden ist, um den Behälter ganz abzulassen und dann bloss durch unsere Maschine anzufüllen, um auf solche Art den Wasserzufluss in der Sekunde zu berechnen. Die vorgenommenen unvollkommenen Abmessungen gaben $\frac{1}{2}$, ja manchmal auch nur $\frac{1}{3}$ Kubikfuss pr. Sekunde. Im erstern Falle wäre der nach dem Kolbenhube berechnete Effekt um ein Drittel grösser, es müsste also bei den Kolben und Ventilen, dann in den Leitungsröhren der dritte Theil des Wassers verloren gehen; diess erscheint allerdings gegen die Angaben Seite 295 als sehr bedeutend, und zeigt, dass die Maschine in dieser Rücksicht als kein Muster aufgestellt werden kann.

Welche Verbesserungen übrigens noch an der Maschine vorzunehmen wären, ist aus der vorgetragenen Theorie leicht zu beurtheilen. Die wichtigste Abänderung wäre die Anwendung eines Steigrohres statt der bisherigen zwei Steigröhren. Hätte das erstere den Durchmesser $3{,}5\sqrt{2} = 4{,}9$ Zoll im Lichten, demnach einen eben so grossen Querschnitt als gegenwärtig beide Steigröhren zusammengenommen, so wäre der Widerstand in dem Steigrohre nach Seite 310 nur
$\frac{\lambda . F}{2\varphi}\left(1 + \frac{F . b}{\varphi . 180\,\delta}\right)\frac{b}{g . t^2} = \frac{489.2.10^2}{2 . 7^2}\left(1 + \frac{2 . 10^2 . 32}{7^2 . 180 . 3{,}5\sqrt{2}}\right)\frac{32}{12 . 15{,}5 . 4^2} = 12{,}33$ Fuss, wogegen diese Höhe nach Seite 353 gegenwärtig $60{,}72$ Fuss oder das fünffache beträgt. Durch die Anbringung einer solchen grössern Steigröhre, durch Erbauung eines dreiarmigen Druckwerkes in derselben Lokalität und durch einige andere Verbesserungen, wohin vorzüglich eine zweckmässigere Proporzionirung der Durchmesser der Maschinentheile gehört, würde sich leicht ein zweifacher Effekt als der gegenwärtige bewirken lassen.

Um den gegenwärtigen unvortheilhaften Gang der Maschine ganz zu würdigen, brauchen wir bloss das Bewegungsmoment des Rades mit dem Effekte zu vergleichen. Die Kraft des Rades $56{,}4\,M\left(\frac{c - v}{2g}\right)$ beschreibt in einer Sekunde den Raum $\frac{2\pi . R}{2t}$, während die Wassermenge, welche höchstens mit $\frac{1}{2}$ Kubikfuss in der Sekunde angenommen werden kann, den Raum von 99 Fuss vertikal zurücklegt; es verhalten sich also die zwei Bewegungsmomente wie $56{,}4 . 174\left(\frac{14{,}7 - 10{,}8}{31}\right)\frac{2 . 3{,}1416 . 11}{8} : 56{,}4 . \frac{1}{2} . 99 = 100 : 26{,}2$; demnach wird von der Kraft, welche das Rad wirklich ausübt, nur der vierte Theil nutzbringend verwendet, während die übrigen drei Viertheile durch die Widerstände verloren gehen.

XI. Kapitel.

Wassersäulenmaschinen.

§. 253.

Bei Bergwerken ist es häufig der Fall, dass man ein Aufschlagwasser, welches bedeutend hoch einfällt, zu verwenden im Stande ist. Ist das Aufschlagwasser auch nur ganz unbedeutend, dagegen die Einfallshöhe sehr beträchtlich, so wird das Produkt dieser zwei Grössen, nämlich des Aufschlagwassers in die Einfallshöhe doch häufig sehr bedeutend; da nun die Kraft von diesen zwei Elementen abhängt, so erhellet, dass man in einem solchen Falle, wenn nur die Einfallshöhe beträchtlich genug ist, eine sehr bedeutende Kraft mit einem geringen Quantum Aufschlagwasser zu bewirken vermag. Es handelt sich nur, eine zweckmässige Art zur Benützung dieser Kraft anzugeben.

Schon in den ältern Zeiten hat man versucht, ein solches grösseres Gefälle durch mehrere übereinanderstehende oberschlächtige Räder in der Art zu benützen, dass man das Aufschlagwasser auf das oberste Rad fallen liess, unterhalb demselben in einem Behälter oder Sammelkasten auffing, und von da wieder auf das zweite darunter stehende oberschlächtige Rad wirken liess. Unterhalb diesem Rade wurde das abfliessende Wasser abermals in einem Behälter gesammelt, und diente wieder zum Betriebe des darunter stehenden dritten Rades u. s. w.

Auf diese Art war man allerdings in der Lage, ein grösseres Gefälle nutzbringend zu verwenden, allein die Schwierigkeit dieser Anlage nahm bei grössern Einfallshöhen bedeutend zu. Wollte man z. B. ein Gefälle von 42 Klafter auf solche Art benützen, und jedes Rad sammt dem obern und untern Freihängen, dann dem Behälter, selbst mit einer Höhe von 6 oder 7 Klafter annehmen, so würden 7 oder 6 so grosse Räder übereinander gestellt werden müssen, welche nicht bloss bedeutende Kosten in ihrer ersten Anlage und spätern Unterhaltung verursachen, sondern es müsste auch ein so bedeutender Raum, als die Aufstellung dieser Räder fordert, in dem Schachte hergestellt werden, was in vielen Lokalitäten beinahe unausführbar erscheint. Uebrigens macht es zwar gar keinen Anstand, zwei oberschlächtige übereinanderstehende Räder durch Stirnräder zu verbinden und als eine Betriebskraft wirken zu lassen, allein weit grösseren Schwierigkeiten würde diess unterliegen, wenn man die Kraft von mehreren Rädern zum Betriebe einer einzelnen Maschine z. B. zur Bewegung der Zug- oder Schachtstange mehrerer Kunstsätze oder eines vereinigten Saug- und Druckwerkes benützen wollte. Ein bedeutender Verlust am Kraftaufwande wäre in einem solchen Falle immer zu befürchten.

§. 254.

Die Erfindung der **Wassersäulenmaschinen** (*machines à colonne d'eau*) welche wir der neuern Zeit verdanken, ist in dieser Hinsicht vorzüglich für unsern Bergbau von grösster Wichtigkeit, weil sie allein das Mittel darbietet, selbst das grösste Gefälle durch eine Maschine zu benützen, welche einen nur sehr geringen Raum einnimmt, und wobei ein sehr vortheilhaftes Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte eintritt. Der Herr Bergkommissionsrath *F. G. Busse* führt in seiner: „Betrachtung der *Winterschmidt*- und *Hell*'schen Wassersäulenmaschine nebst Vor„schlägen zu ihrer Verbesserung" Freiberg 1804, §. 15 an, dass in Frankreich *Denisard* und *de la Duaille* im Jahre 1731 eine Maschine erbauten, die zu den Wassersäulenmaschinen allerdings gehört, da ein Quellwasser, indem man es durch eine Fallröhre von 9 Fuss Tiefe niedergehen liess, zur Betreibung eines Kolbens benutzt wurde, der ungefähr den zwanzigsten Theil dieses Wassers um 32 Fuss höher trieb, als die Quelle selbst lag. Diese Maschine ist in dem *Recueil des machines approuvées par l'Acad. Roy. des sciences, Tom. V. pag.* 259 und eben so auch in der *Architecture hydraulique par Belidor, Tom. II. Livre IV.* §. 1787. *sq.* beschrieben.

Nach Herrn *Busse* soll der Braunschweig'sche Artilleriemajor *Winterschmidt* der erste gewesen seyn, welcher eine Wassersäulenmaschine entwarf und in den Bergwerken am Harze wirklich ausführte. Diese Maschine entsprach jedoch ihrem Erfolge nicht und wurde bald wieder abgebaut. Es gebührt also dem Oberkunstmeister Joseph Karl *Hell* zu *Schemnitz* in Ungarn das Verdienst, bereits im Jahre 1749 die von ihm einige Jahre früher, wahrscheinlich ohne Kenntniss der obengenannten Maschinen, erfundene Wassersäulenmaschine in dem *Leopoldi*-Schachte zu *Schemnitz* erbaut zu haben. Die Leistung dieser Maschine wurde als so vorzüglich anerkannt, dass in kurzer Zeit noch sieben andere Wassersäulenmaschinen errichtet, und die frühern Wasserhebungskünste abgebaut wurden. In spätern Jahren sind solche Maschinen in mehreren Bergwerksbezirken in den österreichischen Staaten, zu *Freiberg* in Sachsen und an andern Orten in Deutschland, in England und Frankreich erbaut worden. Eine der vorzüglichsten Maschinen dieser Art ist unstreitig jene, welche Herr von *Reichenbach* zur Hebung der Soolenleitung in *Illsang* in Bayern anlegte.

§. 255.

Jede Wassersäulenmaschine besteht aus dem Einfallrohre, wodurch die Aufschlagewässer zugeleitet und in den Treibzylinder geführt werden; in diesem Zylinder befindet sich ein gut schliessender Kolben, der durch den bedeutenden Druck der Wassersäule in die Höhe gepresst wird, und bei seinem Emporsteigen die Zug- oder Schachtstange mehrerer Kunstsätze oder Saug- und Druckwerke in Bewegung setzt. Ist der Kolben auf seinem höchsten Standpunkte angelangt, so wird das Wasser aus dem Treibzylinder abgelassen, und der Kolben geht mit dem Schachtgestänge bis zu seinem tiefsten Punkte gewöhnlich von selbst herab. Dort angelangt wird das Aufschlagwasser neuerdings unter den Kolben gelassen, und so geht das Spiel fort. Die Regulirung dieses Spieles wird durch die Steuerung bewirkt, welche also abwechselnd das Aufschlagwasser mit dem Treibzylinder in Verbindung setzt, und wenn der Kolben seinen höchsten Stand erreicht hat, einen zweiten Hahn zum Ablassen dieses Wassers aus dem Zylinder öffnet. Jede solche Steuerung muss durch die Maschine selbst in Gang gesetzt werden, so dass also die Wassersäulenmaschine keines Arbeiters zu ihrer Bedienung bedarf; die Aufsicht bei derselben erstreckt sich bloss auf die Liederung und andere einer Abnützung unterliegende Theile.

Die ältesten von *Hell* erbauten Wassersäulenmaschinen waren mit einem Fallklotze versehen, durch dessen wechselseitiges Heben und Niederfallen die Hähne des Einfallrohres und des Treibzylinders abwechselnd geöffnet und geschlossen wurden. Da hiebei bedeutende Erschütterungen im Schachte entstanden, so wurden später Wassersäulenmaschinen mit Fallhammer und noch später mit Kolbensteuerung erbaut; bei den letztern ist zwar jede Erschütterung während dem Gange der Maschine beseitigt, allein der Widerstand, welchen eine solche Kolbensteuerung verursacht, ist, wie wir sehen werden, bedeutend.

Die ältern Wassersäulenmaschinen waren einfach wirkend, sie hatten nämlich bloss einen Zylinder, in welchem der Kolben während seinem Emporsteigen die ganze Kraft ausübte, bei seinem Niedergange aber leer ging. Andere Maschinen dieser Art, vorzüglich jene in den letztern Jahren erbauten sind doppelt wirkend; sie haben nämlich zwei Treibzylinder, in welchen das Aufschlagwasser abwechselnd den Kolben in die Höhe treibt, während aus dem andern Zylinder das bereits zum Empordrücken des Kolbens früher verwendete Wasser wieder abfliesst. Diese Maschinen leisten im Verhältnisse zum Kraftaufwande weit mehr, als die einfach wirkenden.

Gewöhnlich werden Wassersäulenmaschinen zur Gewältigung der Grubenwässer, d. h. zur Hebung derselben in die Erbstollen verwendet; es wird also mit diesen Maschinen nur eine abwechselnde Bewegung der Hubs- oder Schachtstange in einer Richtung hervorgebracht. Inzwischen kann auch eine Kreisbewegung durch eine Wassersäulenmaschine auf dieselbe Art, wie bei einer Dampfmaschine bewirkt werden. So ist z. B. im Jahre 1832 beim *Georg Stollen* in *Schemnitz* eine Wassersäulenmaschine zum Betriebe eines Pochwerkes erbaut worden.

§. 256.

Die meisten Wassersäulenmaschinen in dem österreichischen Staate befinden sich in den ungarischen Silberbergwerken, und in den Bleibergwerken in Kärnthen. Die erstern sind in der: „Anleitung zur Bergbaukunst von *Delius*, Wien 1773, in der Beschreibung der, bei dem Bergbau zu *Schemnitz* errichteten Maschinen von *N. Poda*, Prag 1771, und im zweiten Hefte der Beiträge zur Bergbaukunde von *J. Schitko*, Wien 1834“ enthalten, und zwar in der letztern Schrift, die erst vor einigen Jahren zu *Schemnitz* errichteten Maschinen dieser Art mit allem *Detail* beschrieben, und durch Zeichnungen erläutert. Die Wassersäulenmaschinen in Kärnthen hingegen, welche auch erst in den letzten Jahren gebaut wurden, und sowohl in der Ausführung, als ihren Leistungen vorzüglich zu nennen sind, wurden bisher noch in keinem Werke beschrieben. Es dürfte daher unsern Lesern nicht unwillkommen seyn, eine vollständige Darstellung der gelungensten Maschine dieser Art zu erhalten, welche ich vom 7. bis 10. Dezember 1832 an Ort und Stelle aufgenommen und mit derselben mehrere genaue Versuche angestellt habe; diese Maschine befindet sich in *Kreuth* nächst *Bleiberg* in Oberkärnthen und wurde im Jahre 1830 erbaut.

Bevor ich zur nähern Beschreibung dieser Maschine übergehe, muss bemerkt werden, dass die erste Wassersäulenmaschine bereits im Jahre 1796 in *Kreuth* und zwar in der Grube *Christoph* und *Anton* unter der Oberleitung des Herrn Bergverwalters *J. Marx* von dem Kunstmeister *J. Mayer* erbaut wurde. Diese Maschine wirkte einfach, die Einfalls- oder Krafthöhe war 15,5 Klafter, womit das Wasser auf 31 Klafter Höhe gehoben wurde. Um an der Krafthöhe möglichst zu gewinnen, wurde der Treibzylinder liegend angebracht, allein die Maschine entsprach nicht den Erwartungen; sie wurde daher später abgeändert, indem man eine Stopfbüchse anbrachte, und die Maschine mit einem Zylinder doppelt wirken liess. Da auch diess nicht entsprach, so wurde die Maschine im Jahre 1820 abermals und zwar von dem Herrn k. k. Bergschaffer und Markscheider Joseph *Florian* umgebaut. Ihre Konstrukzion ist mit Rücksicht auf die Lokalität jener gleich, welche auf unsern Tafeln Nr. 89 bis 93 erscheint. Die Einfallshöhe des Wassers blieb dieselbe, nämlich 15,5 Klafter, die Hubshöhe wurde aber auf 51 Klafter seiger, nämlich bis zu dem dritten Laufe der *Antoni*-Grube vermehrt. Der Durchmesser der zwei Stiefel oder Kraftzylinder wurde mit 7,5 Zoll angenommen. Die Maschine bewegte 2 Saugsätze, welche zusammen das Wasser auf 20 Klafter Höhe in einen Behälter hoben, von wo es durch ein vereinigtes Saug- und Druckwerk noch 31 Klafter, zusammen also 51 Klafter hoch gehoben wurde.

Durch die gute Wirkung dieser Maschine veranlasst, verlangten die Gewerken, es solle eine zweite Wassersäulenmaschine an der Sohle des Erbstollens im Annaschachte gebaut werden, um das Wasser aus diesem Schachte zu heben. Diese Maschine wurde nach gleicher Konstrukzion im Jahre 1829 von demselben Herrn Markscheider gebaut; die Einfallshöhe des Wassers beträgt 30 Klafter seiger, die Lasthöhe aber 42 Klafter. Sie hat zwei Treibzylinder von 7 Zoll Durchmesser im Lichten und 6 Fuss Hubshöhe; sie betreibt zwei übereinander liegende vereinigte Saug- und Druckwerke, mittelst welcher das Wasser durch Steigröhren von 4,5 Zoll im Lichten auf 42 Klafter seiger gehoben wird. Der untere Satz liegt 18 Klafter von den Schachtstangen entfernt, und wird auf diese Länge durch doppelte Feldstangen in Bewegung gesetzt.

Im Jahre 1830 wurde endlich die dritte Wassersäulenmaschine nach gleicher Konstrukzion von dem Herrn k. k. Markscheider *Florian* ebenfalls an der Sohle des Erbstollens, *Kronprinz Ferdinandi-Morgenschlag* genannt, im *Ramser-Krakengesenk* erbaut. Diese Maschine erscheint auf den Tafeln Nr. 89 bis 93 mit allem *Detail* dargestellt; sie verdient in der That hinsichtlich der Vollkommenheit ihrer Ausführung, ihres ruhigen Ganges und ihrer bedeutenden Leistung, dann eben so in Rücksicht der äusserst geringen Baukosten als vorzüglich anerkannt zu werden.

§. 257.

Fig. 1. Tab. 92. Die Uebersicht dieser Maschine ist auf der Tafel Nr. 92 in kleinem Maasstabe gezeichnet. Sie besteht aus einem tonnlegigen Einfallrohr, welches mit dem Horizonte einen Winkel von 52 Grad bildet; die seigere Höhe dieses Rohres ist 43 N. Oe. Klafter, demnach seine schiefe Länge $= \frac{43}{\sin 52^\circ} = 54{,}6$ Klafter. Das Einfallrohr steht mit einem horizontalen Schenkelrohre in Verbindung, zu jeder Seite des letztern steht ein Treibzylinder; es wird also der Kolben sammt Kolbenstange in jedem dieser Zylinder abwechselnd auf- und abbewegt, je nachdem der Zutritt des Einfallwassers unter dem Kolben hergestellt, oder wenn der Kolben seinen höchsten Stand erreicht hat, das zu seiner Bewegung bereits verwendete Wasser wieder abgelassen wird; die Maschine ist demnach doppelt wirkend. Fig. 1. Tab. 92.

Jede Kolbenstange endigt sich in eine hölzerne Hubsstange, welche mittelst Ketten einen grossen Quadranten während ihrer Bewegung zugleich mit auf- und abschiebt. An der Welle dieses Kraftquadranten ist ein zweiter, der sogenannte Lastquadrant angebracht, jedoch um 52 Grad verschoben. Zu beiden Seiten dieses Lastquadranten hängen nun die Schachtstangen an Ketten, und werden daher gemeinschaftlich mit dem Quadranten auf- und abbewegt. Diese Schachtstangen bilden mit dem Horizonte abermals einen Winkel von 52 Grad und laufen auf hölzernen Walzen, die in der Schachtzimmerung befestigt sind.

Die Schachtstangen bewegen zuerst ein vereinigtes Saug- und Druckwerk, welches 31 Seigerklafter unter der Sohle des Erbstollens, wo die Maschine steht, aufgestellt ist. Mit diesem Druckwerke wird das Wasser aus dem Sumpfe in den Erbstollen gehoben, wo es gemeinschaftlich mit dem zum Betriebe der Wassersäulenmaschine verwendeten Wasser abläuft. In ihrer weitern Länge bewegen die Schachtstangen ein zweites solches vereinigtes Saug- und Druckwerk, welches abermals 41 Seigerklafter tiefer steht. Mit diesem zweiten Druckwerke wird das Wasser bis in den Sumpf zum ersten Druckwerke und von da mittelst des letztern, wie schon bemerkt, bis zur Sohle des Erbstollens gehoben. Die Wirkung dieser Maschine erstreckt sich daher auf eine lothrechte Höhe von 43 + 31 + 41 = 115 N. Oe. Klafter. Beide Saug- und Druckwerke sind in der Konstrukzion und den Hauptdimensionen ganz gleich; wir haben daher auf unsern Blättern nur das obere Druckwerk dargestellt. Nach dieser allgemeinen Beschreibung schreiten wir nun zur Beschreibung aller einzelnen Theile dieser Maschine.

§. 258.

Das Einfallwasser für diese Wassersäulenmaschine wird aus der Grube *Maria-Hoffnung* und vom *Netsch* Bache in einen, am Tage neben dem sogenannten Spitaler Wehrschlage angebrachten Sammelkasten geleitet; von da läuft es in Röhren von Lerchenholz, die 6½ Zoll in der innern Lichte haben, mit Eisen beschlagen und einige Fuss tief an der Berglehne eingegraben sind, bis unter dem *Christophi*-Stollen in einen zweiten Wasserkasten, in welchen auch einige andere Quellen geführt werden. Von hier geht es wieder in eben solchen Röhren in einen dritten Wasserkasten, der ober der Mündung des *Oswaldi*-Stollen steht, und in welchen ebenfalls einige Gebirgsquellen geleitet werden. Aus diesem Wasserkasten geht es durch den *Oswaldi*-Stollen in den Hauptbehälter bei dem tonnlegigen Förderungsschacht; dieser Behälter hat 15 Fuss Länge, 7 Fuss Breite und 5 Fuss Höhe.

Vom ersten Wasserkasten neben dem *Spitaler*-Wehrschlage bis zum Hauptbehälter neben dem tonnlegigen Förderungsschacht misst die Röhrenleitung 687 Klafter und hat eine Fallhöhe von 14¼ Fuss. Die Röhren sind in dieser ganzen Länge von Lerchenstämmen, die 15 Fuss lang, 16 bis 18 Zoll stark, 6½ Zoll gebohrt, mit schmiedeisernen Büchsen verbunden, und mit eben solchen Ringen beschlagen sind. Die Anschaffungskosten dieser ganzen Röhrenleitung und Behälter sind ebenfalls unter der §. 266 nachgewiesenen Summe für die Herstellung dieser Maschine begriffen.

Um das Wasser aus dem Hauptbehälter gehörig in die tonnlegige, unter 52 Grad mit dem Horizonte liegende Röhrenleitung zu führen, ist am Behälter eine viereckige mit Eisenringen stark beschlagene, trichterförmige hölzerne Röhre einige Zoll über dem Boden angebracht; diese misst in der Einflussöffnung am Behälter 12 Zoll im Gevierten, ist 12 Fuss lang und unten 7 Zoll im Quadrat. Diese Röhre ist in eine zweite runde, mit Eisen beschlagene hölzerne Röhre von 7 Zoll Durchmesser und 15 Fuss Länge eingezapft, und hiemit sind nun die gusseisernen Einfallsröhren verbunden. Die letztern sind 6 Fuss lang, haben im Lichten 3¾ Zoll im Durchmesser, demnach $3{,}1416 \,.\, \frac{1}{4}(3\frac{3}{4})^2 = 11{,}04$ Quadratzoll im Querschnitt und eine Eisendicke von durchaus ½ Zoll *).

Zur Verbindung dieser Röhren wurden Muffen oder Ringe von 6 Zoll Länge und ¼ bis ½ Zoll Dicke von geschmiedetem guten Eisen angeschoben und sehr fest auf die Fig. 3. Tab. 92. Art, wie Fig. 3 zeigt, verkeilt. Es wurden nämlich zuerst ringsherum hölzerne Keile mit zwei schiefen Flächen nach der Form b a b′ eingeschoben, dann zu einer Seite kleinere Keile b a, die nun auf ihrer ganzen Länge an den erstern grössern Keilen anliegen, eingetrieben, sodann das zweite gusseiserne Rohrstück eingesetzt, und nun wieder von der andern Seite solche kleine Keile b′ a im ganzen Kreise gut aneinander passend eingeschlagen. Dadurch wird eine so genaue Verbindung bewirkt, dass die ganze Röhrenleitung von 43 seiger oder 54,6 Klafter schiefer Länge an keinem Orte irgend einen Wasserverlust erleidet, wie ich mich tagtäglich bei dem Einfahren neben der Röhrenleitung überzeugte.

§. 259.

Am Ende der Röhrenleitung ist eine messingene Regulirungs- oder Sperrpipe Fig. 1. Tab. 90. Fig. 1, Tab. 90 angebracht, mittelst welcher der Wasserzufluss in die Treibzylinder ganz abgesperrt, oder beliebig regulirt werden kann. Die innere Oeffnung dieser Pipe ist, wie Fig. 8. und 9. Tab. 92. Fig. 8 und 9, Tab. 92 darstellt, gestaltet; sie ist nämlich an ihrem Anfange v, v, wo sie in die Einfallröhre eingekeilt wird, rund und übergeht nach und nach in eine länglichte Oeffnung. Die Höhe dieser Oeffnung im Hahne oder bei v′, v′ ist 6¾ Zoll, ihre untere Breite 1¾ Zoll und obere Breite 2 Zoll, demnach der Querschnitt der Oeffnung der Pipe 12,66 Quadratzoll, oder etwas grösser, als jener der Einfallsröhre, welche nach dem obigen nur 11,04 Quadratzoll im Querschnitte misst.

Damit der Hahn durch den Druck des Wassers nicht herausgeworfen wird, ist ober demselben ein schmiedeiserner Steg c c′ angebracht und zu beiden Seiten an der Einfallröhre befestigt. Mittelst einer durchgehenden Schraube c″ wird nun der Hahn niedergehalten, durch den an ihn angesteckten eisernen Hebel oder Schlüssel aber so weit gewendet, bis man den gehörigen Wasserzufluss erhält. Wir bemerken vorläufig, dass jeder Kolben des Treibzylinders in einer Minute bei dieser Maschine gewöhnlich 4 bis 5 Züge hinauf und eben so viel hinab, demnach beide Kolben zusammen 8 bis 10 Züge hinauf und eben so viel hinab in einer Minute zurücklegen. Jeder stärkere Gang der Maschine würde auf ihre Festigkeit und Dauer nachtheilig einwirken. Wenn die Maschine gut geschmiert ist, hiebei auf 31 + 41 = 72 Klafter Seigerhöhe fördert, und in einer Minute 8 Hübe vollendet, so öffnet man den Hahn der Regulirungspipe 5½ bis 6 Linien; ist aber die Maschine neu geliedert, oder nicht gehörig geschmiert, so wird eine grössere Oeffnung nöthig. Fig. 8. und 9. Tab. 92.

---

*) Wird die Druckhöhe mit 43 Klafter = 258 Fuss in Rechnung gebracht, so beträgt die Stärke gusseiserner Röhren für einen Durchmesser von 3¾ Zoll nach unserer §. 21, II. Band aufgestellten Formel, e in Linien $= 3\frac{3}{4} \cdot \frac{258}{659} + 4{,}56 = 6{,}03$, wofür in *Kreuth* 6 Linien angenommen wurden. Da diese Stärke nach der mehrjährigen Erfahrung als hinreichend gefunden wurde, so erscheint unsere Formel dadurch neuerdings bestättigt.

§. 260.

Das Wasser aus dem Einfallrohre wird, wie der Grundriss Fig. 1, Tab. 90 zeigt, mittelst eines gusseisernen Schenkelrohres nach jeder Seite der Wendungspipe und dem Treibzylinder zugeführt. Die messingene Wendungspipe besteht, wie der Grundriss Fig. 1, die Ansicht Fig. 2 und der Durchschnitt Fig. 3 zeigt, aus drei Theilen M, N, O, die mittelst eiserner Schrauben und dazwischen eingelegten Leder und Kitt fest verbunden werden; in den mittlern Theil oder das Pipengehäuse N wird der Hahn oder Wirbel (Fig. 5 und 6) eingesetzt. Der erste Theil M ist zunächst dem gusseisernen Schenkelrohre anfangs rund und dann wieder länglicht geformt, seine innere Oeffnung ist ebenfalls etwas grösser, als jene des Einfallrohres und eine eben so grosse Oeffnung ist in dem Pipengehäuse N zu zwei Seiten vorhanden. Tab. 90.

Die Pipe ist inwendig hohl und unten offen, wie Fig. 6, Tab. 90 zeigt; sie hat nur einen Einschnitt, der 9 Zoll hoch, oben 18 Linien und unten 17 Linien breit ist, demnach einen Querschnitt von 13,125 Quadratzoll hat. Dieser Querschnitt wurde grösser, als jener der Oeffnung in der Regulirungs- oder Sperrpipe angenommen, um das Wasser in seiner Bewegung nicht zu hemmen. Man sieht nämlich aus der Ansicht und dem Durchschnitte Fig. 2 und 3, dass das Wasser bei dem Einströmen in den Treibzylinder durch die Pipe und das Bogenrohr O hinabgehen, bei dem Ausströmen aus diesem Zylinder aber auf gleichem Wege durch diess Bogenrohr O und die Pipe hinaufgehen müsse, wo es sodann durch die unter rechtem Winkel angebrachte zweite Oeffnung im Pipengehäuse und ein angegossenes Ausflussrohr P (Fig. 3) in ein hölzernes Abfallrohr geleitet wird. In dieses Abfallrohr ist ein hölzernes Kastel d′ e d eingesetzt, dessen oberer Rand d′ höher als die Ausflussöffnung des Pipengehäuses P steht. Da nun das Wasser jederzeit bis an den obern Rand d′ des wasserdicht eingesetzten Kastels stehen bleibt, so sieht man, dass hiedurch,

1tens. Das Eindringen der Luft in das Pipengehäuse, dann den Treibzylinder, und jede hieraus entstehende Störung im Gange der Maschine ganz beseitigt wird.

2tens. Erfordert jedes Spiel der Maschine gerade nur so viel Wasser, als der kubische Inhalt des Kolbenhubes beträgt. Hat nämlich der Kolben seinen tiefsten Stand erreicht, so bleibt das Wasser, welches sich zwischen seiner untern Fläche und dem Rande d′ befindet, ruhig stehen, ohne, wie es gewöhnlich bei andern Wassersäulenmaschinen der Fall ist, durch das Abflussrohr auszufliessen. Die Maschine fordert also gerade nur so viel Wasser, als der kubische Raum ihrer Kolbenhübe ausmacht, und es findet hiebei kein weiterer Verlust an Aufschlagwasser Statt.

Diese Einrichtung ist für Lokalitäten, wo eine grosse Wasserwirthschaft Statt finden muss, allerdings von grosser Wichtigkeit, so wie auch die Beseitigung des Eindringens der äussern Luft in das Innere der Maschine Jedermann, welchem die im entgegengesetzten Falle eintretenden Störungen im Gange einer solchen Maschine bekannt sind, wesentlich erscheinen muss.

Um das Herauswerfen des Hahnes der Wendungspipe durch den Druck des Wassers Tab. 90. und 92. zu beseitigen, ist ober demselben ein gleicher eiserner Steg Fig. 2, Tab. 90 wie bei dem Hahne der Regulirungspipe Fig. 8, Tab. 92 angebracht; die mittlere Schraube, welche den Hahn niederdrückt, wird durch einen angesteckten Schlüssel bewegt, der zur Erhaltung der unverrückten Lage an seinem andern Ende auf einem bogenförmigen Brete zwischen zwei eingeschlagenen Nägeln ruht.

§. 261.

Die zwei Treibzylinder sind von Messing, und jeder derselben hat 6 Zoll 11 Linien im innern Durchmesser, $^3/_4$ Zoll Metalldicke, 7 Fuss Höhe und 2 angegossene Bratzen, um denselben bei der Aufstellung leichter handhaben zu können. Ein jeder Treibzylinder steht 6 Zoll tief in einem mit Ringen stark beschlagenen runden Stocke von Lerchenholz; der letztere ist etwas weiter als das Bogenrohr der Pipe, und zwar ebenfalls bogenförmig ausgebohrt.

Tab. 89. Damit über den Kolben der Treibzylinder stets Wasser vorhanden sey, und auch von dieser Seite kein Eindringen der Luft möglich werde, sind an dem obern Ende dieser Zylinder hölzerne, stets mit Wasser gefüllte Kasten angebracht, und beide Kasten mitsammen durch eine hölzerne Rinne in Verbindung gesetzt. Geht nun ein Kolben hinauf, so überfliesst das Wasser durch die Rinne in den Kasten des andern Zylinders, und im Gegentheile. Da die Bewegung des hinaufsteigenden Kolbens durch das ober demselben befindliche Wasser um eben so viel erschwert, als die Bewegung des zu gleicher Zeit herabgehenden Zylinders wieder erleichtert wird, so sieht man, dass aus dieser Vorrichtung kein Verlust an Kraft, wohl aber der wesentliche Vortheil entsteht, dass die Luft auch von dieser Seite von dem Innern der Maschine abgehalten und stets ein genauer Anschluss des Kolbens an den Zylinder bewirkt wird.

Sind die Kolben wasserlässig, so sammelt sich das aus dem Zylinder herausdringende Wasser in den hölzernen Wasserkästen und letztere müssen bald überzugehen anfangen. Da bei der beschriebenen *Ramser* Wassersäulenmaschine dieser Umstand während der Zeit, als ich die Aufnahme der Maschine vornahm, nie eintrat, und im Gegentheile von Zeit zu Zeit das durch Verdünstung verloren gegangene Wasser durch Zugiessen ersetzt werden musste, so leuchtet von selbst ein, dass das bei den Versuchen, wovon später gesprochen wird, verwendete Aufschlagwasser genau aus dem kubischen Inhalte des Kolbenhubes im Treibzylinder berechnet werden konnte.

§. 262.

Innerhalb eines jeden Zylinders bewegt sich an einer starken achteckigen schmiedeisernen Stange ein Kolben. Derselbe besteht aus einem rund abgedrehten Stöckel von

Fig. 6. Tab. 89.

grünem oder nassem Buchen- oder anderm harten Holze; diess wird in der Mitte auf $5\frac{1}{2}$ Zoll und zu beiden Seiten auf $6\frac{1}{6}$ Zoll abgedreht; es bleiben daher an dem mittlern Theile beinahe $1\frac{1}{2}$ Zoll für die Liederung. Man näht nun ein starkes Sohlenleder ff′ auf $4\frac{1}{2}$ Zoll Länge röhrenförmig, doch etwas konisch zusammen, zieht es auf den Kolben von unten auf, und nagelt es an seinem konischen oder kleinern Durchmesser sehr genau an die eingedrehte Vertiefung des Kolbens bei f an. Da nun diess Leder unten bei f′ etwas geöffnet bleibt, so dringt das Einfallwasser hinein, drückt es an die Wände des Treibzylinders und bewirkt auf diese Art einen ganz genauen Schluss. Den in *Kreuth* gemachten Erfahrungen zu Folge dauern solche Kolben, wenn sie sehr genau verfertigt werden, und wenn gut geschmiert wird, mehrere Jahre lang.

Man schmiert hier den Treibzylinder täglich wenigstens einmal und die Wendungspipen zwei bis dreimal ein. Zu diesem Behufe wird Baumöhl mit Schmeer gesotten und die flüssige Masse durch ein Sieb gelassen, damit die im Schmeere enthaltenen Fäden zurückbleiben. Mit dieser Schmiere, welche die Konsistenz des Schweinschmalzes hat, werden die Treibzylinder und Wendungspipen der Wassersäulenmaschinen in *Kreuth* eingeschmiert.

Es leuchtet übrigens von selbst ein, dass die Reibung während dem Hinaufgehen des Kolbens weit bedeutender, als bei seinem Niedergange seyn müsse, weil im letztern Falle, so wie das Einfallwasser abgesperrt wird, sogleich der bedeutende Druck des Kolbenleders gegen die Wände des Treibzylinders aufhört.

§. 263.

Wird die Regulirungspipe geöffnet, und befindet sich eine oder die andere Wendungspipe in einer Stellung, dass das Einfallwasser in den zunächststehenden Treibzylinder einströmen kann, so wird der Kolben des letztern durch den bedeutenden Druck der Wassersäule von 43 Klafter seiger in die Höhe getrieben; zu gleicher Zeit fliesst aber das Wasser aus dem andern Treibzylinder durch die zweite Wendungspipe, welche gegen die erstere unter rechtem Winkel gedreht ist, in das Abfallrohr ab.

Tab. 89. und 90.

Ueber der eisernen Kolbenstange ist eine hölzerne Hubstange von $6\frac{1}{3}$ Zoll Breite und $7\frac{1}{2}$ Zoll Stärke aufgesteckt und mittelst Uhrketten auf die Art mit dem Kraftquadranten verbunden, wie aus der Seitenansicht Fig. 1, Tab. 89 und vordern Ansicht Fig. 4, Tab. 90 ersichtlich ist. Am obern und untern Ende jeder Hubstange ist eine eiserne Platte Fig. 3 bis 5, Tab. 89 festgemacht, an deren obern Ende A und dann an dem Ende A′ der eisernen Spange des Kraftquadranten die zwei Uhrketten, welche die Hubstange umfassen, mittelst Schraubenmuttern gehörig angezogen werden. Zu diesem Zwecke ist das oberste und unterste Glied der Uhrkette mit einem Schraubengewinde versehen, während die andern Glieder bloss aus flachen, an ihren Enden durchgebohrten, schmiedeisernen Schienen bestehen, die mittelst eiserner, abgedrehter Nägel und einer vorgesteckten eisernen Schleuder verbunden werden. Da aber die hölzerne Hubstange mittelst der Bewegung des Kolbens bloss senkrecht aufsteigt, während sie zu gleicher Zeit mittelst der zwei Uhrketten den Kraftquadranten bewegt, so wäre zu befürchten, dass sie bei ihrem Zurückgehen zu schnell hinabsinken und zu heftige Stösse bewirken möchte. Es ist demnach zu jeder Seite derselben noch eine zweite ordinäre Kette mit ovalen Gliedern

Tab. 89. bis 91. unten bei B′ an der eisernen Platte, oben aber bei B an dem Quadranten auf gleiche Art wie die Uhrketten befestigt. Die Hubstange befindet sich mithin durch diese vier Ketten in einer festen Lage, so dass gar kein Stoss entstehen kann. Hiebei ist nur zu beobachten, dass die Uhrketten jeder Zeit am obern Theile A der Hubstange und an den eisernen Spangen bei A′ am untern Theile des Kraftquadranten, die ordinären Ketten aber am obern Theile B des Kraftquadranten und dann der untern Platte B′ der hölzernen Hubstange fest angezogen bleiben. Damit die Ketten auf den Umfang des Quadranten und die Mitte der Hubstange gehörig zu liegen kommen, ist der Quadrant zu beiden Seiten, wie Fig. 1, Tab. 89 zeigt, mit einem Einschnitte versehen, dessen Tiefe so bemessen wird, dass die Mittellinie der Kette auf die Mitte der Hubstange fällt. In diesem Einschnitte bewegt sich nun die Hubstange auf und ab. Die übrige Bauart des Quadranten ist aus der Zeichnung ersichtlich; es wird daher nur noch bemerkt, dass der Umfang dieses Quadranten so wie die Vertiefung in denselben erst dann genau abgedreht werden muss, wenn er in der Grube schon auf seinem Lager liegt.

An der Welle des Kraftquadranten befindet sich ein zweiter, der sogenannte Lastquadrant befestigt. Weil aber der Schacht unter einen Winkel von 52 Grad mit dem Horizonte abgeteuft ist, so musste der Lastquadrant um eben so viel an seiner Welle verrückt werden. Steht nämlich der Kraftquadrant in der horizontalen Lage Fig. 1, Tab 89, so nimmt der Lastquadrant die Lage Fig. 1, Tab. 91 an. An diesem Quadranten ist zu jeder Seite, wie man auch aus Fig. 4, Tab. 90 sieht, eine hinlänglich starke Uhrkette befestigt, an derem untern Ende eine Schachtstange, demnach an beiden Uhrketten die zwei Schachtstangen angehängt sind. Um aber für den Fall des Zerreissens der Uhrkette gegen die hiebei zu befürchtende Zertrümmerung der Maschine gesichert zu seyn, ist zur Vorsicht noch eine zweite, oder Hilfskette mit gewundenen Gliedern angebracht. Diese Kette ist an den beiden Schachtstangen mittelst der eisernen Platte w w (Fig. 10, Tab. 91) an der durchgehenden starken Schraube Fig. 11 befestigt; sie geht um den Quadranten herum, und ist nebstbei zu jeder Seite oben mit zwei eingeschlagenen Haken i i an diesem Quadranten fest gehalten, um sich in ihrer Lage nicht zu verrücken. Damit endlich die Platte (Fig. 10), an welcher die Hilfskette befestigt ist, nicht hinaufrutsche, ist ober derselben ein starker Nagel h h (Fig. 4) durch die Schachtstangen und das beiderseitige Beschläge derselben vorgeschlagen. Man begreift übrigens leicht, dass durch die Bewegung des Kraftquadranten auch jene des Lastquadranten und somit ein abwechselndes Heben und Zurückgehen der Schachtstangen bewirkt wird. Der Kraftquadrant hat 53 Zoll im Halbmesser, der Lastquadrant aber, für eine Förderung aus 72 Seigerklafter berechnet, einen Halbmesser von 41 Zoll; dieser Quadrant ist nämlich so vorgerichtet, dass er bei einer grössern Förderungstiefe im Durchmesser kleiner gemacht werden kann. Die Zapfenlager der Wellzapfen der Quadranten sind von Metall.

§. 264.

An der nämlichen Welle befindet sich noch der Steuerungsquadrant, welcher Fig. 4, Tab. 90 in der vordern Ansicht und Fig. 1, Tab. 89 in der Seitenansicht erscheint. Mittelst desselben wird das darunter befindliche Steuerungsrad sammt dem Fallhammer in Bewegung gesetzt. Da der Steuerungsquadrant keine grosse Last zu überwäl-

Tab. 89. und 90.

tigen hat, so ist er weit leichter als die zwei andern Quadranten gebaut, und es sind an seiner Seitenfläche zwei schwache gedrehte Ketten $C'''' C''' C'' C' C$ und $D'''' D''' D'' D' D$ die erste in dem Haken bei C'''', die zweite in dem Haken bei D'''' befestigt, so dass selbe verkürzt oder verlängert werden können. Da eine von diesen Ketten (Fig. 4, Tab. 90) und zwar zufolge dem Gange der Maschine die erste Kette bei C' schlapp herabhängt und zu befürchten stünde, dass sie von dem Quadranten herabfällt, so ist zu jeder Seite des letztern eine Leiste g (Fig. 4, Tab. 90) angenagelt, wodurch die Ketten an dem Quadranten in ihrer gehörigen Lage erhalten werden.

Unter dem Steuerungsquadranten befindet sich zunächst den Treibzylindern das Steuerungsrad, (Fig. 2, Tab. 89) welches ebenfalls leicht gebaut ist. Die Enden der vorgenannten zwei Steuerungsketten sind bei C und D in Haken hieran befestigt und durchkreuzen sich, wie man aus der Zeichnung sieht. An der, gegen die Treibzylinder gekehrten Seite des Steuerungsrades sind zwei $^3/_4$zöllige runde, 6 Zoll hohe eiserne Stifte oder Bolzen kk befestigt, an welche eiserne Hülsen (Fig. 10, Tab. 90) loose aufgesteckt und durch ein eisernes schiefes Band u in ihrer Lage gehalten werden. An der vierkantigen Welle des Steuerungsrades ist an einer starken eisernen Stange ein schmiedeiserner Hammer von beiläufig 50 ℔ Schwere befestigt, welcher abwechselnd auf zwei schief abgeschrägte hölzerne Säulen E, E auffällt.

Zur Bewirkung der Steuerung gehört noch der Laufer Fig. 1, Tab. 90 und Fig 2, Tab. 89; diess ist ein vierkantiger, ausgearbeiteter Balken, welcher auf zwei gusseisernen Rollen Fig. 7, Tab. 89 läuft. An dem Rande dieses Laufers sind zwei Stifte l, l von $4^1/_3$ Zoll Höhe gut befestigt, und an selbe ebenfalls loose Hülsen angesteckt, wie Fig. 7, bis 9, Tab. 90 zeigt. Diese Stifte gehen durch die länglichten Oeffnungen der eisernen Hebel tt (Fig. 1 und 5, Tab. 90), welche an beiden Wendungspipen angebracht, und durch einen vorgesteckten Nagel o daselbst festgehalten sind. Zur Ausgleichung des Gewichtes dieses Hebels und damit keine Ausschleifung der Pipe auf einer Seite Statt finde, ist der eiserne Hebel oder Schlüssel rückwärts verlängert, und beide Arme gleich schwer gemacht.

Zur Erklärung der Steuerung, welche hier lediglich durch die Maschine selbst bewirkt wird, bemerken wir, dass in der Zeichnung (Fig. 2, Tab. 89) die Kolben auf gleicher Höhe dargestellt sind, wobei jener links hinab- und der andere rechts hinaufgeht. In dieser Lage ist der Hammer beiläufig 12 Zoll hoch aufgezogen. Durch die Kette $D\,D'\,D''\ldots.$, welche bei D befestigt und in ihrer ganzen Länge straff angespannt ist, wird bei Fortsetzung der Bewegung der Hammer so lange gehoben, bis er etwas über den vertikalen Stand geneigt ist. Da die Kette $C\,C'\,C''\ldots.$ schlapp herabhängt, so fällt der Hammer alsbald und schnell auf die rechtsstehende Säule E herab, bewegt zugleich eben so schnell das Steuerungsrad, und mittelst des angebrachten Stiftes k den Laufer und mit demselben beide Schlüssel der Wendungspipen. Durch diese Bewegung wird die Kette $C\,C'\,C''\ldots.$ beinahe straff gespannt, jene $D\,D'\,D''\ldots.$ aber schlapp, und die Pipen werden schnell, die eine auf- und die andere zugemacht, so dass der Zufluss des Einfallwassers ungestört Statt findet. Durch diese Vorrichtung wird der Kraftaufwand beseitigt, welcher zur Ueberwältigung der Trägheit des Wassers in dem Einfallsrohre bei jeder einfach wirkenden Maschine erfordert wird. Inzwischen findet doch eine kleine Unterbrechung im Laufe des zufliessenden Einfallwassers während dem Absperren und Oeffnen der Pipe Statt, welches sich durch eine obgleich unbedeutende Erschütterung des Einfallrohres kenntlich macht. Fährt man nämlich neben dem, streckenweise auf Gerüstholz ruhenden Einfallrohre in dem tonnlegigen Schachte herab, und hält die Hand, oder besser das Ohr auf das Einfallrohr, so vernimmt man deutlich, wie im Augenblicke des Absperrens der einen und Oeffnen der andern Pipe eine Rückwirkung von unten herauf durch das ganze Einfallrohr Statt findet, die sich durch eine leise Erschütterung dieses Rohres und einen dumpfen Schlag bemerkbar macht; doch ist diess beides so gering, dass es füglich ausser Acht gelassen werden kann. Es ist noch zu bemerken, dass für den Fall, als die Ketten am Steuerungsrade kürzer gemacht werden, der Hammer früher auffällt, man also einen kürzern Hub erhält, und im Gegentheile.

Tab. 89. Um Unglücksfällen vorzubeugen, wenn sich jemand dem Fallhammer nähern sollte, ist hinten an den Säulen E, E das Bogenbrett F F angenagelt.

§. 265.

Tab. 91. und 92. Die Schachtstangen sind 4 Zoll im Gevierten, von Lerchenholz, 18 Fuss lang und werden wie Fig. 6, Tab. 91 zeigt, bei ihrer Verbindung auf 3 Fuss Länge eingekerbt, und mit eisernen Schienen und Nägeln gut zusammengehalten; sie laufen auf hölzernen, mit eisernen Schienen beschlagenen Walzen oder Schachtstangenspulen, von 2 Fuss im Durchmesser (Fig. 5, Tab. 91) die beiläufig von 3 zu 3 Klafter genau in der gehörigen Lage angebracht sind.

Mittelst dieser Schachtstangen wird, wie wir bereits bemerkten, zuerst ein vereinigtes Saug- und Druckwerk bewegt, welches 31 Klafter seiger unter der Sohle des Erbstollens, wo die Maschine steht, aufgestellt ist. In ihrer weitern Länge bewegen die Schachtstangen ein zweites solches vereinigtes Saug- und Druckwerk, welches abermals 41 Seigerklafter tiefer steht. Mittelst des zweiten Druckwerkes wird das Wasser bis in den Sumpf zum ersten Druckwerke, und von da mittelst dieser Maschine bis zur Sohle des Erbstollens gehoben. Da beide Druckwerke in den Dimensionen gleich sind, so wurde nur der obere Satz auf den Blättern Nr. 91 bis 93 dargestellt.

Der Kraftquadrant Fig. 8, Tab. 91 und Fig. 2, Tab. 92 ist eben so wie der Lastquadrant, welcher zunächst den Treibzylindern steht, gebaut. An dem Ende der von oben herabkommenden Schachtstangen sind wieder Uhrketten angebracht, wodurch der Quadrant in Bewegung gesetzt wird. Die untern Schachtstangen hängen an diesem Quadranten abermals an Uhrketten, so dass an jeder Seite des Kraftquadranten zwei oder im Ganzen vier Uhrketten hier vorkommen. Bei dem Quadranten des untern Satzes sind nur zwei Uhrketten angebracht. Zur grössern Sicherheit wurde wieder an dem Quadranten eine Vorsichts- oder Hilfskette befestigt, wodurch bei einem zufälligen Reissen der Uhrkette das Herabfallen der Schachtstangen vermieden wird. Es leuchtet von selbst ein, dass auf diese Art beide Sätze zu gleicher Zeit in einerlei Bewegung versetzt werden.

Tab. 93. An der Welle des Kraftquadranten ist der Lastquadrant Fig. 1, Tab. 93 befestigt, welcher ganz so wie der Kraftquadrant zunächst den Treibzylindern gebaut ist; zwei Uhrketten und zwei ordinäre Ketten sind gleichfalls an demselben und an jeder Hub-

Tab. 92. und 93.

stange festgemacht; durch die letztern wird der Kolben der 5zölligen metallenen Stiefel auf- und abbewegt. Mittelst der ordinären Ketten wird das Wasser bei dem Aufzuge des Kolbens in den Saugröhren angesaugt und durch die Uhrketten bei dem Herabgehen des Kolbens in dem Steigrohre bis zum Erbstollen herausgedrückt. Der Halbmesser des Kraftquadranten beträgt 38 Zoll, der Halbmesser des Lastquadranten aber 40 Zoll.

Die Saugröhren sind von Holz, 4 zöllig gebohrt und stehen auf einem hölzernen Pflocke (Fig. 1, Tab. 92) ein Fuss hoch über den Boden des Sumpfes, damit das Eindringen von Schlamm und andern Unreinigkeiten vermieden wird. Vermöge der besondern Lage des Ortes mussten die Saugröhren schief gestellt werden.

Die Saugröhren sind oben durch ein gusseisernes Bogenrohr R mit den Ventilkästen verbunden. Die letztern sind 5½ Fuss lang, aus einem Lerchenstamme gebohrt, und sehr gut mit Eisen beschlagen, da sie den bedeutenden hydrostatischen Druck und auch den Stoss des Wassers bei dem Auf- und Zugehen der Ventile auszuhalten haben. Die Ventilkästen sind 4½ zöllig gebohrt, und in jedem derselben sind 2 Ventile eingesetzt; bei jedem Ventile wird überdiess eine viereckigte Oeffnung ausgearbeitet, die oben 6 Zoll in Quadrat hat, an der Seite des Ventiles gerade herab, an den drei übrigen Seiten aber schief hinab zuläuft (Fig. 7, Tab. 92). Ein von Metall gegossener und an seiner Fläche, woran das Ventil zu liegen kommt, gut abgedrehter Ring mm von 4 Zoll Länge, oben 1 Zoll und unten ½ Zoll Stärke wird dann in die Bohröffnung des Ventilstockes, welche zu diesem Behufe gehörig erweitert wird, so genau eingekeilt, dass kein Wasser seitwärts durchgehen kann; das Ventil, welches aus Sohlenleder n zwischen zwei gusseisernen Platten (Fig. 5 und 6) besteht, wird nun so angelegt, dass die kleinere Platte in die Oeffnung des Ventilstockes kommt, zu jeder Seite aber wenigstens ¼ Zoll Raum bleibt. Ein hölzernes Bret oder Blatt p (Fig. 7) von ½ Zoll Stärke wird dann an das Leder n angenagelt, genau in das Spundloch eingepasst und hierauf erst der Spund G fest eingetrieben. Auf diese Art wird die Verschiebung des Leders bei dem Einkeilen vermieden. Zur grössern Sicherheit werden die Spunde oben durch leichte Spreitzen am Zimmerwerke festgehalten, welche jedoch, so wie die ganze zur Aufstellung der Maschine erforderliche Zimmerung, da sie sich bloss nach der Lokalität richtet, in unserer Zeichnung nicht dargestellt wurde.

Die metallenen Zylinder oder Stiefel haben 5 Zoll Oeffnung, sie sind in der Mitte der Ventilstöcke eingelassen, und oben an denselben wieder Wasserkästen und eine hölzerne Rinne angebracht, damit auf jedem Kolben beiläufig 6 Zoll hoch Wasser stehe. Hiedurch wird das Zutreten der Luft während dem Ansaugen des Wassers ganz vermieden; während dem Herausdrücken des Wassers tritt ohnehin keine Luft zu. Die Kolbenliederung ist wie bei den Treibzylindern, nur ist sie doppelt, wie Fig. 10, Tab. 93 zeigt, nämlich oben und unten, oder bei q und r sind die Leder offen, in der Mitte aber angenagelt. Die gemeinschaftliche Steigröhre, welche das Wasser aus beiden Stiefeln hinaufführt, ist von Gusseisen und hat 4¾ Zoll Oeffnung.

Bei jedem Satze ist noch eine kleine Regulirungspipe angebracht, welche ½ Zoll Bohröffnung hat, und über dem hölzernen Abfallrohr K K steht. Ist nun z. B. im obern Sumpfe Wasser, im untern aber nur wenig mehr, so wird die untere Pipe geöffnet, es fliesst daher das im untern Satze gehobene Wasser durch die Pipe sogleich wieder in den Sumpf zurück, da ihre Bohröffnung hiezu hinreicht. Auf diese Art vermeidet man die Schachtstangen des untern Satzes auszulösen, oder auch diesen Satz leer gehen zu lassen, wo er bloss Luft saugen würde. Zu demselben Zwecke wird die obere Pipe geöffnet, wenn im obern Sumpfe nur wenig Wasser, im untern aber sehr viel zu heben ist. Beide Fälle sind bei der in *Kreuth* Statt findenden Erzförderung mittelst Wasserkübeln, die als Gegengewichte dienen, allerdings möglich.

In Bezug auf die Ausführung dieser Wassersäulenmaschine ist noch zu bemerken, dass bei der ganzen Bewegung des Wassers keine rechtwinkelig gebogene, sondern durchaus in einem Bogen gekrümmte Röhren angewendet, und in jeder solchen Röhre der Durchmesser zur leichtern Fortführung des Wassers um einen Zoll grösser angenommen wurde. Die Treibzylinder der Maschine sind bloss von Messing; die Pipengehäuse und Pipen aber etwas härter, indem man nämlich dem Messing einen kleinen Beisatz von Zinn gab; die Lager sind aber von sogenanntem Metalle.

§. 266.

Die Kosten, welche die Herstellung dieser Wassersäulenmaschine verursachte, die nach §. 257 auf eine lothrechte Höhe von 115 N. Oe. Klafter wirkt, betragen nach den mir hierüber in *Kreuth* mitgetheilten Angaben des Herrn Markscheider *Florian*:

1tens.	An Gussmessing für 2 Treibzylinder, 4 Druckzylinder, 2 Wendungspipen, 1 Sperrpipe und die Zapfenlager	2563 fl.	10 kr.	— dr.
2tens.	An Gusseisen aus dem Gusswerke von *St. Stephan* in *Steyermark*	1145 „	10 „	1 „
3tens.	An geschmiedetem Eisen, nämlich für Ketten, Beschläge etc. etc.	1937 „	38 „	— „
4tens.	An Bauholz, welches von der Herrschaft *Paternion* angekauft wurde . . . :	931 „	16 „	2 „
5tens.	An Schichtenlöhnen für die Meister, Zimmerleute und Taglöhner	1804 „	42 „	2 „
	Zusammen .	8381 „	57 „	1 „
	Hiezu wurden noch verwendet Aufsatzröhren von altem vorfindigen Gusseisen mit 4 Zoll Oeffnung zum ersten und zweiten Satz mit .	480 „	— „	— „
	Somit beträgt die Summe aller Auslagen	8861 „	57 „	1 „

Da diese Berechnung nach beendigtem Baue gemacht wurde, so erscheint diese Auslage allerdings als äusserst unbedeutend, und es gereicht dem Herrn Markscheider *Florian* und dem Oberhuttmann Herrn *J. Dulnig*, welcher bei dem Baue dieser Maschine ebenfalls mitwirkte, zur grossen Ehre, ein so vollkommenes Werk mit so äusserst geringen Mitteln zu Stande gebracht zu haben.

§. 267.

Zur Beurtheilung der Wirkung oder Leistung dieser Maschine führen wir zuerst das Ergebniss jener Messung an, welche am 14. September 1830, nachdem die Maschine 4 Wochen im Gange war, im ämtlichen Wege in Gegenwart aller mitinteressirten Gewerken vorgenommen und von dem *Bleyberger* k. k. Berggerichte protokollirt wurde. Damals machte die Maschine in einer Minute 8 Hübe und hob während dieser Zeit aus dem ersten 31 Klafter tiefen Satze fünf N. Oe. Kubikfuss Wasser, seit jener Zeit hat aber die Maschine einen viel leichtern Gang angenommen und sie hob im Jahre 1832 dieselben fünf Kubikfuss Wasser auf 72 Klafter seigere Höhe bei 8 Hüben in einer Minute.

Nun ist die Fläche des Treibzylinders $= \frac{3{,}1416}{4} \cdot (6^{11}/_{12})^2 = 37{,}574$ Quadratzoll, die Hubshöhe bei diesem Gange der Maschine $= 73^3/_4$ Zoll, die Einfallshöhe des Wassers $= 43$ Klafter seiger; ferner die Fläche des Zylinders oder Stiefels der Saug- und Druckwerke $= \frac{3{,}1416}{4} \cdot 5^2 = 19{,}635$ Quadratzoll, und die Höhe, auf welche das Wasser gehoben wird $= 72$ Klafter seiger. Der Kraftquadrant zunächst den Treibzylindern hat einen Halbmesser von 53 Zoll und der an derselben Welle angebrachte Lastquadrant einen Halbmesser von 41 Zoll; dagegen hat der Kraftquadrant bei den Kunstsätzen 38 Zoll und der an gleicher Welle befestigte Lastquadrant 40 Zoll Halbmesser; demnach ist die Hubshöhe des Kolbens der Druckwerke $= 73{,}75 \cdot \frac{41 \cdot 40}{53 \cdot 38} = 73{,}75 \cdot 0{,}814 = 60$ Zoll. Es würde sich also, wenn man die Wirkung nach dem Kolbenhube berechnen wollte, die verwendete Kraft zu dieser Wirkung wie die Produkte $37{,}574 \cdot 73{,}75 \cdot 43 : 19{,}635 \cdot 60 \cdot 72$ verhalten.

Das Wasser, welches in einem 5 Fuss langen und 5 Zoll weitem Rohre enthalten ist, wiegt $\frac{19{,}635}{144} \cdot 5 \cdot 56{,}4 = 38{,}5$ Pfund, es müsste also das bei 8 Hüben geförderte Wasser $8 \cdot 38{,}5 = 308$ ℔ wiegen. Dagegen zeigten die wiederholten Abmessungen, dass die Maschine bei 8 Hüben in 1 Minute nur 5 Kubikfuss oder $5 \cdot 56{,}4 = 282$ ℔ Wasser liefere. Die abgängigen 26 ℔ betragen den zwölften Theil des nach dem Kolbenhube berechneten Wassergewichtes, demnach geht offenbar $^1/_{12}$ des angesaugten Wassers verloren und die verwendete Kraft verhält sich zur Wirkung, wie $37{,}574 \cdot 73{,}75 \cdot 43 : 19{,}635 \cdot 60 \cdot 72 \cdot {}^{11}/_{12} = 100 : 65{,}3$ und diess ist dermalen (nämlich im Jahre 1832) als das Verhältniss zur Beurtheilung der Leistung der Maschine anzusehen.

Man pflegt gewöhnlich einen solchen Verlust dem nicht genauen Schliessen der Ventile zuzuschreiben, allein bei dieser Maschine kann diess nicht der Fall seyn, da mehreren Versuchen zu Folge das Wasser in dem Steigrohre nicht absitzt oder sich tiefer senkt, wenn die Maschine einige Zeit stehen bleibt. Der Verlust muss also daher rühren, dass ein Theil des Wassers bei dem Auf- und Zumachen oder Oeffnen und Schliessen der Ventile jedesmal entweicht. Hat nämlich der Kolben der Druckstiefel seinen Gang beendigt, und beginnt wieder zu saugen, so dringt während diesem Wechsel des Kolbens oder während dem Zufallen des Ventils ein Theil des Wassers aus dem Steigrohre wieder in das Kolbenrohr; ein gleicher Verlust entsteht zu Ende des Ansaugens des Wassers. Diess ist die Ursache, warum bei jedem Druckwerke das oben ausgeschüttete Wasser etwas weniger als die nach dem Kubikinhalte des Kolbenhubes berechnete Wassermenge betragen muss.

Da die Wassersäulenmaschine zu *Kreuth* in jeder Minute 8 Hübe macht, und hiebei 5 Kubikfuss Wasser in den Erbstollen hebt, so würde selbe bei einem ununterbrochenen Gange während 24 Stunden $5 \cdot 60 \cdot 24 = 7200$ Kubikfuss, und wenn täglich 40 Minuten zum Einschmieren der Maschine verwendet werden, noch immer 7000 Kubikfuss fördern. Dagegen betrugen nach der ämtlichen Erhebung vom 30. Juni 1832 die früher aus den *Ramser Krakengesenken* durch Menschenhände in 24 Stunden gehobenen Grubenwässer 2308 Kubikfuss, und die von den tiefern *Oswaldigesenken* 256 Kubikfuss. Weiters werden zur Förderung von 135 Kübel Hauwerk $135 \cdot 20{,}75 = 2801{,}25$ Kubikfuss Wasser in

24 Stunden in den Schacht herabgelassen; es betragen also die gesammten in einem Tage zu hebenden Wässer 2308 + 256 + 2801,25 = 5365,25 Kubikfuss, oder 3,7 Kubikfuss in der Minute. Da die Maschine weit mehr leistet, so ist sie täglich durch einige Stunden ausser Betrieb gesetzt.

Es leuchtet übrigens von selbst ein, dass die 2801,25 Kubikfuss Wasser wegen der Maschinenkübelförderung zuerst mittelst der herabgehenden Kübel in den Schacht gelassen, dort ausgeschüttet, und sogleich wieder durch die Wassersäulenmaschine in den Erbstollen zurückgehoben werden, dass es sonach in dieser Hinsicht weit zweckmässiger gewesen wäre, die Wassersäulenmaschine zur Bewirkung einer Kreisbewegung (auf ähnliche Art, wie bei den Dampfmaschinen) zu verwenden, und die Erze auf solche Weise unmittelbar durch die Kraft der Wassersäulenmaschine zu fördern. Da jedoch die Grubenwässer mit täglich 2564 Kubikfuss ohnehin mit der Wassersäulenmaschine aus dem Schachte gehoben werden müssen, so entschloss man sich zu der oben beschriebenen Anlage. Man hätte aber eben so leicht mit einer Wassersäulenmaschine während einiger Stunden des Tages die Grubenwässer fördern, und während einer andern Zeit dieselbe Maschine zur Erzförderung benützen können, wornach die Kübelförderung aufgehört hätte.

§. 268.

Ueber die Wassersäulenmaschinen, welche gegenwärtig bei dem Bergbaue zu *Freyberg* in Sachsen im Betriebe sind, verdanke ich der gütigen Mittheilung des dortigen verdienstvollen Herrn Maschinendirektors *Brendel* folgende interessante Notizen (§. 268 bis §. 274). Schon in früherer Zeit wurden einige kleinere Wassersäulenmaschinen von dem Maschinendirektor *Mende* bei dem sächsischen Bergbaue und zwar in dem *Marienberger* Bergamtsrevier auf den Gruben *Vater Abraham*, *Drei Weiber* etc. erbaut, wovon auch der Herr Bergkommissionsrath von *Busse* in seinem Werke über die Wassersäulenmaschinen einiges anführt; diese Anlagen sind aber schon lange eingegangen. Gegenwärtig existiren nur drei Wassersäulenmaschinen in dem *Freiberger* Bergamtsreviere, und zwar die erste auf dem Grubengebäude *Reicher Bergsegen Fundgrube*, die zweite auf *Alte Mordgrube Fundgrube* und die dritte auf dem Grubengebäude *Segen Gottes Erbstollen* zu *Gersdorf*. Die erste Maschine auf *Reichen Bergsegen* ist im Hauptwerke nach der früher zu *Schlaggenwald* in *Böhmen* erbauten Wassersäulenmaschine, die beiden übrigen aber nach den eigenen Ideen des Herrn Maschinendirektors *Brendel* ausgeführt.

Die Maschine auf *Reichen Bergsegen Fundgrube* wurde im Jahre 1820 nach der alten Methode mit Fallbock-Steuerung ausgeführt. Der Wasserspiegel in dem Wasserkasten, in welchen die Einfallröhren einmünden, liegt bei 58 Grad Schachtfallen in 375 Fuss *) fla-

---

*) Den Mittheilungen des Herrn Maschinendirektors *Brendel* zu Folge ist bei 13° *Reaum.* der Dresdner Fuss = 0,872 Pariser Fuss = 0,28326 *Meter* bei 0° R = 0,8961 Wiener Fuss.

Der gemeine Leipziger Fuss misst 125,1 Pariser Duodezimallinien, der Leipziger Baufuss aber 125,3 und der sogenannte mittlere Leipziger Fuss 125,2 solche Pariser Linien.

Seit 1830 ist bei dem Freyberger Bergbaue das sächsische Lachter = 2 *Meter* festgesetzt, und zugleich angeordnet worden, dass der siebente Theil dieses Lachters bei dem Bauwesen als Fuss gebraucht werden darf. Dieser ist also = $^2/_7$ *Meter* = 1,00866 Dresdner Fuss = 0,87956 Pariser Fuss = 0,90386 Wiener Fuss, und heisst Lachter-Fuss oder auch Bergfuss; diese Vergleichungen gelten cher Teufe über dem Kolben bei seinem tiefsten Stande, oder in 318,02 Fuss Seigerteufe. Die Einfallröhren sind am obern Ende 7 Zoll weit, am untern aber 5 Zoll. Letztere Weite haben auch die Röhren, welche das Wasser dem Steuerhahne und von diesem dem Treibzylinder zuführen. Die 5 Biegungen, welche im Röhrenwerke der Maschine vorkommen, sind nach einem Kreisquadranten geformt, dessen Halbmesser bei den ersten beiden $16\frac{3}{8}$ Zoll ist; diese entstanden, weil die Einfallröhrenleitung von dem einen (südl.) Schachtstosse nach dem andern (nördl.) geführt werden musste. Eben so gross als bei den ersten Biegungen ist der Halbmesser bei der dritten, welche zwischen dem Tagehahne und Steuerhahne liegt; der Halbmesser bei der vierten hinter dem Steuerhahne liegenden, ist $14\frac{1}{2}$ Zoll, und bei der vor dem Treibzylinder befindlichen misst derselbe 11 Zoll.

Die Länge der zentrischen Linie des sämmtlichen Röhrenwerkes, welches das Wasser zu durchlaufen hat, bevor es in den Treibzylinder gelangt, ist 395,8 Fuss. Bei diesem Röhrwerke ist auf

die Länge in Fussen	54	$39\frac{2}{3}$	$39\frac{2}{3}$	$39\frac{2}{3}$	$39\frac{2}{3}$	$39\frac{2}{3}$	$39\frac{2}{3}$	$39\frac{2}{3}$	$63\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3} = 395,8$ Fuss.
die Weite in Zollen	7	$6\frac{3}{4}$	$6\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{4}$	6	$5\frac{3}{4}$	$5\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{4}$	5	12

Die Oeffnung im Steuerhahne ist vierseitig, $6\frac{1}{8}$ Zoll hoch, 3 Zoll weit, misst also $6\frac{1}{8} . 3 = 18\frac{3}{8}$ Quadrat Zoll. Der Treibzylinder ist unter einem Winkel von 58 Grad aufgestellt, hat 1 Fuss Weite und wirkt mit 8 Fuss Hub. An die Treibkolbenstange hat man über dem obern Ende des Treibzylinders an zwei Seiten Stangen angeschlossen, diese neben dem Zylinder abwärts geführt, und unter dem Fundamente des Zylinders an das Schachtgestänge befestigt. Das Schachtgestänge bewegt jetzt 17 untereinander stehende Saugsätze, von welchen jeder das Wasser auf 36 Fuss flache Höhe fördert. Der flache Kolbenhub ist in jedem Satze 8 Fuss und die flache Länge vom Saugloch bis zum Stöckel 24 Fuss.

Die ersten 4 Sätze haben ein Fallen von 58 Grad, 10 Zoll weite Kolbenröhren von Kanonenmetall und 4 Zoll weite Saugröhren von Holz. Die folgenden vier Sätze haben 58 Grad Fallen, 8 Zoll weite Kolbenröhren von Kanonenmetall und 3 Zoll weite Saugröhren. Der neunte und zehnte Satz fällt 52 Grad, hat 6 Zoll weite Kolbenröhren von Kanonenmetall und 2 Zoll weite Saugröhren. Der eilfte und zwölfte Satz fällt 48 Grad, hat 6 Zoll weite Kolbenröhren von Kanonenmetall und 2 Zoll weite Saugröhren. Der dreizehnte und

---

aber nur bei der Temperatur des aufthauenden Eises, wobei auch die Länge des *Meters* regulirt wurde. Da das metrische Maass in Deutschland immer mehr überhand nimmt, so wäre sehr zu wünschen, dass dasselbe, oder doch ein solches Maass wie das eben erwähnte, da es auch von dem österreichischen Längenmaasse nur um den zehnten Theil abweicht, gesetzlich eingeführt würde.

Im sächsischen Handel gilt die Leipziger Handelselle von 2 Baufuss = 250,6 Pariser Linien = 1,7403 Pariser Fuss = 1,9958 Dresdner Fuss = 1,7384 Wiener Fuss.

Der sächsische Zentner enthält 110 Pfund und allgemein wird angenommen, dass das Pfund 2 Cöllner Mark betragen soll. Wenn nun die wahre Cöllner Mark $\frac{5}{6}$ der Wiener Mark und das Wiener Handelsgewicht $= \frac{65387}{65536}$ des Wiener Markgewichtes beträgt, so wäre hiernach ein Leipziger Handelspfund $= \frac{5}{3}$ Wiener Münzmark $= \frac{327680}{392322} = 0,83523$ Wiener Handelspfund. Nach einer andern Angabe von *Clausberg* ist ein Leipziger Pfund $= \frac{192}{231} = 0,83117$ Wiener Pfund.

Alle Maasse, welche bei den später anzuführenden Versuchen mit den Freyberger Wassersäulenmaschinen Statt fanden, sind Dresdner Fusse.

vierzehnte Satz fällt 48 Grad, hat 6 Zoll weite eiserne Kolbenröhren von sogenanntem Kernglattguss und 2 Zoll weite Saugröhren. Der fünfzehnte und sechzehnte Satz fällt 65 Grad, hat eine 6 Zoll weite Kolbenröhre von Kernglattguss und 2 Zoll weite Saugröhren. Der siebzehnte Satz fällt 65 Grad, hat eine 4 Zoll weite Kolbenröhre von Ahornholz und 2 Zoll weite Saugröhren.

Zu bemerken ist, dass man zum grössten Theil Kolbenröhren von Kanonenmetall angewendet hat, weil das zu hebende Grundwasser sehr vitriolisch ist, und in gusseisernen Kolbenröhren in kurzer Zeit eine hakige Oberfläche bildet, welche die Liederung zerreisst, und grosse Frikzion verursacht. Ueber dem Treibzylinder ist, um das Schachtgestänge zu erhalten und beim Heben und Setzen desselben die Geschwindigkeit auszugleichen, ein *Balancier* angebracht, wovon das eine Ende einen Krümmling von 6 Ellen Halbmesser trägt, auf welchen Ketten liegen, an denen das Schachtgestänge angeschlossen ist. Das andere Ende des *Balanciers* ist mit einem Kasten zur Aufnahme des erforderlichen Gegengewichtes versehen. Das Gewicht des *Balanciers* ohne Ketten und Gegengewicht ist beiläufig 2800 ℔. Das Gegengewicht beträgt beiläufig (inclusive Kasten) 3700 ℔ und die Entfernung seines Schwerpunktes von der Achse des *Balanciers* 13,8 Fuss.

Die Einrichtung dieser Maschine wurde, wie auch bei den übrigen des Herrn Maschinendirektors *Brendel* für 4 Spiele in einer Minute berechnet; und dass sie hinter dieser bei ihrer Erbauung beabsichtigten Geschwindigkeit nicht zurückbleibt, zeigte sie, als sie einstmals 6 Spiele in einer Minute zu machen Gelegenheit fand. Jetzt lässt man von der Maschine nur 2¾ Spiele in einer Minute bewirken, und es ist daher noch genügende Reserve an Maschinenkraft vorhanden, um die Wasserzugänge, welche bei der mit der Zeit fortschreitenden Erweiterung der Grubenbaue zusitzen möchten, halten zu können. Das gehobene Wasser beträgt bei ganz trockenen Zeiten 8½ Kubikfuss, bei ganz nassen Zeiten aber 12½ Kubikfuss, und das Aufschlagwasser in trockenen Zeiten 15 Kubikfuss, in nassen Zeiten 22 Kubikfuss. Der beim Gewältigen nach sehr genauen und vollständigen Messungen der Grundwassermenge und ihrer seigern Förderungshöhe bestimmte Wirkungsgrad der Maschine ist 0,65 oder 100 : 65, wie bei der Maschine in *Kreuth*.

§. 269.

Die Wassersäulenmaschine auf *Alte Mordgrube Fundgrube* ist vom Herrn Maschinendirektor *Brendel* entworfen, und in den Jahren 1823 und 1824 ausgeführt worden. Sie hat zwei einfach von unten nach oben wirkende Zylinder mit 1½ Fuss Weite und 9 Fuss Hub, die senkrecht und in 15 Fuss 4 Zoll Entfernung von einander im Liegenden des Schachtes aufgestellt sind. Jede der Treibkolbenstangen bewegt mit einer Bruchschwinge eine nach 45 Grad 21⅖ Min. fallende Schachtstange, welche, da der wagrechte mit der Treibekolbenstange verbundene Bruchschwingenarm 21 Fuss, der andere mit der Schachtstange verbundene Arm nur 18¼ Fuss Länge hat, auf die Kunstsätze einen Hub von 7,82 Fuss überträgt.

Senkrecht über den Treibzylindern, so hoch im Hangenden, dass der Treibeschacht mit 45 Grad 21⅖ Min. Fallen darunter durchgehen kann, hängt ein horizontaler Wagbaum mit Zirkelstücken an seinen Enden, der durch Ketten mit den obersten Enden der beiden Treibekolbenstangen in Verbindung gesetzt ist, um die Gewichte dieser und der Schachtstangen gegen einander zu *balanciren.* Das regelmässig abwechselnde Steigen und Sinken der beiden Treibekolben wird durch den sogenannten Steuerzylinder der Kolbensteuerung bewirkt.

Die seigere Höhe der drückenden Wassersäule in den Einfallröhren über der Mitte ihrer Einmündungsöffnung am Steuerzylinder ist 356 Fuss. Die seigere Höhe der auf dem südlichen Treibkolben drückenden Wassersäule, wenn dieser seinen tiefsten Stand hat, beträgt 352,9 Fuss. Die seigere Höhe der Wassersäule, welche auf den nördlichen Treibkolben beim tiefsten Stand desselben drückt, ist 356,1 Fuss. Die seigere Höhe zwischen den Wasserspiegeln im Kasten über dem Einfallrohre und im Wassersammelkasten bei dem Steuerzylinder oder das reine nützliche Gefälle ist 352,7 Fuss. Die Einfallröhren sind oben weiter als unten, und zwar bei 45 Grad Fallen ist auf

die Länge in Fussen	7¼	54	54	54	54	54	54	54	18
die Weite in Zollen	9,2	9	8,7	8,5	8,3	8,2	8	7,7	7,5

ferner ist die Einfallsröhre von 7,5 Zoll Weite in einer Krümmung nach 4 Fuss 5 Zoll Halbmesser bei 3,6 Fuss zentrischer Länge; bei 88 Grad Fallen von 7,5 Zoll Weite auf 24 Fuss Länge; von 7,5 Zoll Weite in einer Krümmung von 1,5 Fuss Halbmesser auf 2,6 Fuss zentrische Länge, von 7,5 Fuss Weite in einem söhligen Stücke von 3,5 Fuss Länge, welches im Steuerzylinder endet; die gesammte Länge der Röhrenleitung ist daher 437 Fuss.

Aus dem Steuerzylinder gelangt das Wasser zu den Treibzylindern durch Kommunikazionsröhren, deren vierseitiger Querschnitt ¼ Fuss Höhe und 1½ Fuss Breite hat. Die Länge der nach dem südlichen Treibkolben führenden Kommunikazionsröhre ist 10,5 Fuss, die Länge der nach dem nördlichen führenden aber 2,5 Fuss. Der Steuerzylinder hat drei Bohrungen, von welchen die für den untern Kolben 21 Zoll lang, 7 Zoll weit, für den mittlern 21 Zoll lang, 10 Zoll weit, für den obern 23,75 Zoll lang und 10,1 Zoll weit ist. Die Weite zwischen dem untern und mittlern Kolben, wo die Einfallröhren einmünden, ist auf 17,5 Zoll Höhe 11,25 Zoll, und zwischen dem mittlern und obern Kolben auf 20 Zoll Höhe ebenfalls 11,25 Zoll. Unter dem untersten Kolben ist auf 15 Zoll Höhe eine Weite von 11,25 Zoll, aus welcher das Wasser durch eine horizontale, im Lichten 11,25 Zoll breite, 7,75 Zoll hohe Röhre von 2 Fuss Länge (von der Mitte des Steuerzylinders gemessen) bis zum vertikal stehenden Austragrohre gelangt, welches 11,25 Zoll innern Durchmesser und 4 Fuss 11 Zoll Höhe hat.

Aus diesem Austragrohre geht das Wasser in einen um den Steuerzylinder befestigten Wasserkasten, in den auch das vom südlichen Treibzylinder kommende Wasser durch die beiden 19⅜ Zoll langen, 5 Zoll weiten Schlitze, welche sich im Steuerzylinder zwischen dem obern und mittlern Kolben befinden, austritt. Das Steuerkommunikazionsrohr ist 2,5 Zoll weit, der konische Steuerhahn ist in seiner Mitte 3 Zoll stark und mit Oeffnungen von 0,5 Zoll Weite, dann 4,5 Zoll Länge versehen. Ein besonderer Stellhahn zu mehrerer Regulirung der Steuerung ist sowohl vor, als hinter dem Steuerhahne angebracht.

Die Anzahl der gangbaren von der Wassersäulenmaschine betriebenen Sätze, welche bis in eine Seigerteufe von 648,56 Fuss wirken, beträgt 44 Stück. Von diesen liegen 40 Stück unter einem Winkel von 45 Graden $21\frac{2}{5}^{\text{Min.}}$ und 4 Stück unter 58 Graden. Die mittlere flache Satzlänge von Ausguss zu Ausguss gemessen beträgt 35 Fuss 6 Zoll und die flache Länge vom Saugloch bis zum Stöckel ist 24 Fuss.

Von den 45 Grad fallenden Sätzen haben

4 Stück $14^1/_8$ Zoll weite Kolbenröhren und 5 Zoll weite Ansteckröhren
20 „ $12^3/_4$ „ „ „ „ 5 „ „ „
4 „ $11^1/_3$ „ „ „ „ 5 „ „ „
12 „ 10 „ „ „ „ 4 „ „ „

Von den 58 Grad fallenden Sätzen haben

1 Stück 10 Zoll weite Kolbenröhren und 4 Zoll weite Ansteckröhren
3 „ 9 „ „ „ „ 3 „ „ „

Die Anzahl der Spiele, mit welcher jetzt die Maschine arbeitet, beträgt in einer Minute gewöhnlich $2^1/_2$ und nur ausnahmsweise ist es bisher nöthig geworden, die Geschwindigkeit auf 4 Spiele, für welche sie wegen der in Zukunft erwarteten grössern Grundwassermenge berechnet ist, zu steigern. Das Maximum der Geschwindigkeit möchte die Maschine wohl erlangt haben, als sie $4^1/_2$ Spiele in einer Minute machte.

In ganz trockenen Zeiten beträgt der Aushub an Grundwasser in einer Minute $15^1/_2$, in ganz nassen Zeiten 32 Kubikfuss, und um diesen Aushub zu bewirken, bedurfte man in den Einfallröhren eine Druckhöhe von 155 bis 220 Fuss. Der mit äusserster Genauigkeit ausgemittelte Wirkungsgrad der Maschine ist 0,701 oder 100 : 70.

§. 270.

Auch die Wassersäulenmaschine auf dem Grubengebäude *Segen Gottes Erbstollen* zu *Gersdorf* wurde vom Herrn Maschinendirektor *Brendel* entworfen, und in den Jahren 1832 und 1833 ausgeführt. Bei der Anlage derselben musste der besondere Umstand berücksichtigt werden, dass die disponible Aufschlagwassermenge nach der Zeit sehr verschieden, in trockenen Zeiten kaum ein Viertel der in mittelmässig nassen beträgt. Es ist desshalb die Einrichtung so getroffen, dass zwei einfach von unten nach oben wirkende Zylinder von 2 Fuss Weite und 10 Fuss Hub in 45,6 Fuss vertikaler Entfernung unter einander gestellt, und die Treibkolbenstangen beider Zylinder mit einander durch seitwärts angebrachte Stangen verbunden sind. Zwischen beiden Zylindern befindet sich ein Kommunikazionsrohr, welches wenn der obere Zylinder allein wirken soll, durch einen Hahn geschlossen wird.

Der Kunstschacht geht unter und neben beiden Zylindern mit einem Fallen von 86 Graden $11^{\text{Min.}}$ hinein, wesshalb das nach dem Schachtfallen liegende Schachtgestänge an den Verbindungstheilen der beiden Treibkolbenstangen angeschlossen ist. Seitenwalzen wirken dem Seitendrucke des Schachtgestänges an der Stangenverbindung entgegen. Ueber dem obern Zylinder hängt ein horizontaler Wagbaum mit Zirkelstücken, an welchen in 10 Fuss Entfernung aus dem Mittel die obere Treibkolbenstange und in 15 Fuss Entfernung ein Gegengewicht hängt. Die im obern Zylinder auf den Kolben bei seinem tiefsten Stande drückende Wassersäule hat 139 Fuss seigere Höhe und die auf den untern Kolben drückende Wassersäule 184,4 Fuss.

Die Einfallröhren liegen auf 100,7 Fuss flache Länge unter einem Winkel von 86 Grad $11^{\text{Min.}}$, dann folgen in den Einfallröhren zwei Krümmungen, jede von 45 Grad Bogenlänge, 3,4 Fuss Halbmesser und 2,7 Fuss zentrischer Länge. Hierauf gehen die Röhren $9\frac{1}{8}$ Fuss vertikal abwärts und theilen sich dann in zwei Arme, von welchen jeder 8,5 Zoll Weite hat, und aus einer Krümmung von 90 Grad Bogenlänge, 1,85 Fuss Halbmesser, also 2,9 Fuss zentrischer Länge und einem vertikalen Rohrstück von 12,4 Fuss Länge besteht. Am untern Ende sind beide Arme der Einfallsröhren durch eine horizontale vierseitige Röhre von 3,7 Fuss Länge, 8,5 Zoll Weite und 5 Zoll Höhe verbunden, auf deren Mitte der Steuerzylinder aufgesetzt ist.

Der Steuerzylinder hat zwei Bohrungen, in welchen zwei mit einander fest verbundene Kolben spielen. Die untere Bohrung ist 2,4 Fuss lang, $10\frac{1}{16}$ Zoll weit, die obere 1,96 Fuss lang, $14\frac{1}{2}$ Zoll weit. In der Mitte der untern, 20 Zoll über der Mitte des horizontalen Rohrstücks, welches die beiden Arme der Einfallröhren verbindet, mündet mit vierseitiger Oeffnung von $\frac{1}{3}$ Fuss Höhe, $2\frac{1}{3}$ Fuss Breite ein Rohr ein, welches das Wasser nach den Treibzylindern führt. Zwischen der untern und obern Bohrung hat der Steuerzylinder zwei 6 Zoll weite, 20 Zoll hohe, in das Freie führende Oeffnungen.

Steht der untere Steuerkolben im untern Theile seiner Bohrung, so schneidet er die Verbindung zwischen der Wassersäule in den Einfallröhren und den Treibzylindern ab, und gestattet, dass der sinkende Treibkolben das Wasser aus dem Treibzylinder zurück und durch die Oeffnung zwischen dem obern und untern Kolben des Steuerzylinders ins Freie drückt. Steht dagegen der untere Steuerkolben im obern Theile seiner Bohrung, so verschliesst er den Weg zwischen der ins Freie führenden Oeffnung des Steuerzylinders und zwischen dem Treibzylinder, lässt dagegen den Weg zwischen der Wassersäule und dem Treibzylinder offen.

Damit der untere Steuerkolben bei beendetem Niedergange der Treibkolbenstange seine Stellung im obern und bei beendetem Aufgange im untern Theile der Bohrung einnimmt, ist zwischen den Einfallröhren und dem Raume über dem obern Steuerkolben eine Kommunikazionsröhre von 2 Zoll Weite angebracht, welche mit einem Steuerhahne versehen ist, der durch Hebelverbindung, wie bei der Maschine auf *Alte Mordgrube* umgesetzt wird, und den Druck der Wassersäule bei Beendigung des Aufganges der Treibekolben auf den obern Steuerkolben wirken lässt, dann den Niedergang der Treibekolbenstange vermittelt.

Vom Steuerzylinder geht das Wasser erst auf $2\frac{1}{6}$ Fuss Länge horizontal durch ein im Lichten $\frac{1}{4}$ Fuss hohes, 2,3 Fuss breites Rohrstück, dann durch ein nach 2 Fuss Halbmesser mit 90 Grad Bogenlänge gekrümmtes Rohrstück, welches 3,1 Fuss zentrische Länge hat, und nach unten in eine runde Röhre von 1 Fuss Weite übergeht, dann 8,2 Fuss seiger durch ein 1 Fuss weites Rohr. Unter diesen geschieht wieder eine Theilung des Wassers; der eine Theil geht in einem Rohrarme weiter, der sich mit einer Krümmung von $8\frac{1}{2}$ Zoll Weite, 90 Grad Bogenlänge, 2 Fuss Halbmesser und 3,1 Fuss zentrischer Länge anfängt, und mit dem hierauf folgenden $8\frac{1}{2}$ Zoll weiten 2,4 Fuss langen horizontalen Stück im obern Treibzylinder-Fusstück endet. Der andere Theil geht in einer $8\frac{1}{2}$ Zoll weiten Röhre erst $45\frac{3}{8}$ Fuss vertikal abwärts, dann in einer Krümmung von 90 Grad mit 2 Fuss Halbmesser durch 3,1 Fuss zentrische Länge und hierauf horizontal durch 2,4 Fuss Länge bis in das untere Treibzylinder-Fussstück.

Das Wasser, welches den Treibkolben des obern Zylinders bewegt, muss eine Röhrenlänge von 153⅛ Fuss durchlaufen, ehe es in den Treibzylinder gelangt; das Wasser des untern Treibkolbens durchläuft aber 198,5 Fuss. Das Wasser des obern Treibzylinders muss beim Sinken des Treibkolbens, um es zurück bis an den Punkt, wo es ins Freie tritt, zu bringen, durch 21,1 Fuss Röhrenlänge und auf eine vertikale Höhe, welche für den tiefsten Stand des Treibkolbens 13,3 Fuss beträgt, gedrückt werden. Das Wasser des untern Zylinders wird auf 58,6 Fuss vertikale Höhe und durch 66,5 Fuss Rohrlänge gedrückt.

Die Maschine ist bestimmt, 30 Stück Saugsätze, welche paarweise (die ersten vier in vertikaler Richtung, die andern mit 86 Grad 11$^{\text{Min.}}$ Fallen) unter einander stehen, mit vier Spielen in einer Minute zu bewegen.

Die senkrechte Höhe dieser Sätze von Ausguss zu Ausguss gemessen ist 29 Fuss, und die senkrechte Höhe ihrer Saugröhren von Saugloch bis Stöckl 15 Fuss. Die obern zehn ganz von Gusseisen erbauten Sätze haben 10¼ Zoll starke Kolben- und 7½ Zoll weite Saugröhren, die übrigen zwanzig Sätze, bei welchen nur die 10¼ zölligen Kolbenröhren von Gusseisen sind, haben 5 Zoll weite Saugröhren.

§. 271.

Die Versuche über den Wirkungsgrad der Maschinen wurden auf die Art angestellt, dass man die gesammte Umtriebs- und ausübende Maschinerie allenthalben in guten Zustand versetzte, und denjenigen Beharrungsstand abwartete, den sie am längsten beibehielt, und welcher in der einen oder andern Hinsicht weder der beste noch der schlechteste war. So wurden z. B. alle Liederungen einen bis drei Tage vorher erneuert, die verschiedenen Schmieren eben so einige Zeit vorher aufgestrichen, die Wasserzugänge genau regulirt, und die Messapparate zu handhaben eingeübt u. s. w. Hierauf maass man mittelst kubischer Kästen alle einzelnen Wasserzugänge und regulirte nun den Gang der Maschine dergestalt, dass alle, an verschiedenen Punkten zudringende Grundwässer weggehoben wurden. Die Anzahl Spiele, welche die Maschine hierbei in einer gewissen Zeit z. B. 10 Minuten machte, wurde genau beobachtet, angemerkt, und dann das Aufschlagwasser weggenommen. Wenn bis dahin durch die, unten beim Grundwerk angebrachten Stellhähne das Wasser im Einfallrohre bis zum Wasserkasten hinaus erhalten worden war, so musste es nun, da diese Maschine immer noch fortging, fallen, und zwar so weit herab, bis die Maschine zum Stillestehen kam. Nun wurden alle Stellhähne geöffnet, und also sämmtliche hydraulische Hindernisse entfernt, die vorher nöthig waren, wenn die Maschine bei ganz angefülltem Druckrohre sich nicht unnöthig schnell bewegen sollte.

Hierauf wurde eine mit einem Oehre versehene hohle, kupferne Kugel, deren Schwimmvermögen dem zweifachen ihres absoluten Gewichtes gleichkam, mittelst eines gut geöhlten, dünnen Hanffadens von oben in das Einfallrohr gelassen, und der Faden, ohne die Kugel aus dem Wasser zu heben, was durch einige Einübung erlernt werden musste, so weit zulässig, angezogen. War diess eingeübt, so blieb der Beobachter des Fadens auf seinem Posten und erwartete das Weitere, ein anderer aber schlug die vorherige Betriebswassermenge wieder in die Röhre, worauf das Wasser in selbiger anstieg, und die Maschine in Bewegung setzte. Nun liess man die Maschine so lange gehen, bis alle während der kurzen Stillstandszeit sich angehäuft habende Grundwässer vollständig weggehoben waren, und man es nur mit den beständigen Zuflussmengen derselben zu thun hatte; zugleich übte sich der Kugelbeobachter durch das Gefühl in den Fingern, die Fehlergränze empirisch zu bestimmen, was, wenn man die Sache wirklich versucht, keineswegs so schwierig ist, als es zu seyn scheint.

Hatte die Maschine einen ziemlich gleichförmigen Gang erlangt, so war der frühere Zustand wieder herbeigeführt, und es wurde nur allenthalben nachgesehen, um sich von der Gleichförmigkeit der Wirkung zu überzeugen. Zu genauerer Ueberzeugung revidirte man die Zeit, dann die in ihr vollzogen wordene Anzahl Spiele und überzeugte sich, ob alle Grundwässer vollkommen weggehoben wurden, endlich aber mass man die Aufschlagwässer, zog die Kugel mit der Schnur aus der Einfallröhre, mass die Länge dieser Schnur bis ins Kugelmittel und trug selbe auf dem flachen Einfallrohre herab, wodurch der Punkt sich ergab, bei welchem im Innern der Wasserspiegel, dem Mittel nach, gestanden hatte. Von diesem Punkte an bis auf die Sohle hinab, auf welcher die genützten Aufschlagwässer aus der Maschine abflossen, wurde alles genau ausgemessen und die Seigerhöhe dafür bestimmt. Letzteres geschah mit allen Wasserförderungshöhen im Kunstschachte, durch welche die einzeln gemessenen Grundwassermengen bis zum Stollen zu heben waren. Dass hiedurch sämmtliche Elemente erhalten wurden, welche zu der einfachen Berechnung der Wirkungsgrade erforderlich sind, ist klar, und es bleibt nur noch übrig, einiger einzelner Momente zu gedenken, welche bei den Messungen und Berechnungen vorkamen.

Die Schwimmkugel lässt sich, wenn sie von dem einschiessenden Wasser nicht mit fortgerissen werden soll, in ihrem grössten Querschnitte nicht über ein Drittheil von dem der Röhren gross machen. Nun kann man aber auch mit der Kugel nicht unter 4 Zoll Durchmesser herabgehen, wenn ihr Gewicht noch zureichend kräftig den Gefühlsinn anregen soll, und da die Einfallröhren an der *Reicher Bergsegen* Maschine im untern Theile nur 5 Zoll lichten Durchmesser haben, also nur etwa eine $2^{8}/_{9}$ Zoll dicke Schwimmkugel anzuwenden gestatten, so konnte bei dieser Maschine kein Gebrauch von einer Schwimmkugel gemacht werden, und man benützte desshalb den zufälligen Umstand, dass des Bruches eines Steuerungstheiles wegen, wobei die Kolbenstange mit Heftigkeit gegen den Wehrstempel stiess, mehrere Einfallsröhrenwechsel aufgestossen wurden, wodurch bis auf eine Druckhöhendifferenz von höchstens 2 Fuss bei der eben Statt findenden geringen Geschwindigkeit der Maschine von $1^{1}/_{2}$ Spiel in 1 Minute die zugehörige Druckhöhe ermittelt werden konnte. Bei diesem Versuche sind die Grundwässer nebst ihren seigern Förderungshöhen *resp.* kubisch und linear gemessen, die Aufschlagwässer aber, bei allenthalben vollkommen gutem Schlusse des Treibkolbens und Wendehahnes, aus dem genau abgenommenen Hube und dem gerade ein Fuss betragenden Zylinderdurchmesser berechnet worden.

Dagegen gestattete an der *Alte Mordgrube* Maschine die untere Weite des Einfallrohres von 7 Zoll recht gut den Gebrauch einer 4 zölligen Schwimmkugel, so dass die seigere Druckhöhe damit bestimmt werden konnte. Hierbei wurde die Aufschlagsmenge sowohl, als jede einzeln ausgehobene Grundwassermenge mittelst kubischer Kästen gemessen.

Auch bei dem untern Durchmesser von 12 Zoll an der Wassersäulenmaschine auf *Segen Gottes* Erbstollen zu *Gersdorf* würde eine 4 zöllige Schwimmkugel recht gut anwendbar gewesen seyn, wenn man bei dem am 28. April 1834 angestellten Versuche nicht gefunden hätte, dass zufällig die Kraft des obern Treibzylinders schon so weit absorbirt sey, um ein Sinken des Wasserspiegels im Einfallrohre noch bemerken zu können. Bei diesem Versuche wurden die seigern Wasserdruck- und Wasserförderungshöhen, so wie die gehobene Grund- und Steuerwassermenge wirklich gemessen, dagegen die Aufschlagsmenge nach dem genau abgenommenen Hube und dem Zylinderdurchmesser berechnet.

§. 272.

Bei der Wassersäulenmaschine auf *Segen Gottes Erbstollen* standen bei dem Versuche in der Wasserförderungshöhe von $247\frac{7}{8}$ Fuss 9 Paar Saugsätze, jeder von 10 Zoll bis $10\frac{1}{4}$ Zoll Durchmesser, und zwar 2 Paar an den lothrechten Gestängen und 3 Paar an dem flachen Schachtgestänge durchaus von Gusseisen mit $7\frac{1}{2}$ Zoll weiten Saugröhren und von gleicher Höhe, ferner 3 Paar an dem flachen Schachtgestänge mit bloss gusseisernen Kolbenröhren, übrigens aber durchgehends aus Holz und eisernem Beschläge bestehend, und mit 5 Zoll weiten Saugröhren, endlich ein Paar dergleichen hölzerne Sätze, die im Sumpfe standen, und nur $15\frac{7}{8}$ Fuss Hubshöhe hatten, während jene durchaus 29 Fuss Hubshöhe besassen. Die Maschine machte in 4 Minuten 5 Sekunden gerade 7 Spiele, also in einer Minute $1\frac{5}{7}$ Spiele und hob dabei in einer Minute 17,7 Kubikfuss Grundwasser, was für ein Spiel $10\frac{1}{3}$ Kubikfuss beträgt.

Die Wasserdruckhöhe betrug $127\frac{7}{8}$ Fuss und an Aufschlagwasser wurden bei jedem Spiele verbraucht 30,63 Kubikfuss nach der Berechnung des 2 Fuss weiten Zylinders, der aber nur $9\frac{3}{4}$ Fuss Hub hatte, und 1,52 Kubikfuss gemessene Steuerwasser, was wegen vollkommen dicht befundener Liederung des obern Steuerkolbens bei $14\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser 15,9 Zoll Hub daselbst nachweiset; also beträgt das Aufschlagwasser für jedes Spiel 32,15 Kubikfuss. Es ist daher der Wirkungsgrad der Maschine $= \frac{247\frac{7}{8} \cdot 10\frac{1}{3}}{127\frac{7}{8} \cdot 32{,}15} = 0{,}623$. Hiebei ist noch zu bemerken, dass die wirkliche Ausgussmenge der Sätze 0,95 der aus Hub und Durchmesser berechneten betrug, dass sonach der Wasserverlust nur den zwanzigsten Theil der Kapazität des Kolbenhubes ausmachte.

§. 273.

Als Anfangs September 1825 die Versuche mit der *Alte Mordgrube* Maschine angestellt wurden, hingen zusammen 29 Sätze und zwar

4 Stück	von $14\frac{1}{8}$ Zoll Kolbenröhrendurchmesser	vom Stollen bis zur 1ten Gezeugstrecke,
4 „	„ $12\frac{3}{4}$ „ „	
4 „	„ $11\frac{1}{3}$ „ „	von der 1ten bis zur 2ten Gezeugstrecke,
4 „	„ 10 „ „	
4 „	„ 9 „ „	von der 2ten bis zur 3ten Gezeugstrecke,
4 „	„ 8 „ „	
4 „	„ 7 „ „	von der 3ten bis halb 4ten Gezeugstrecke,
1 „	„ 7 „ „	im Sumpfe unterhalb der 4ten Gezeugstrecke,

und es wurden in einer Minute gehoben

11¾	Kubikfuss Grundwasser auf	8,48	Fuss seigere Höhe	aus dem Sumpfe bis halb 4ten	Gezeugstrecke
17,51	„ „ „	55,36	„ „ „	von der halb 4ten bis 3ten	
22,62	„ „ „	98,10	„ „ „	von der 3ten bis 2ten	
28,63	„ „ „	111,07	„ „ „	von der 2ten bis 1ten	
34,00	„ „ „	105,23	„ „ „	von der 1ten Gezeugstrecke bis in den Stollen.	

Da nun bei drei Spielen in der Minute 88 Kubikfuss Aufschlagwasser gebraucht wurden, und das Wasser in dem Einfallrohre 168⅓ Fuss über der Stollensohle oder 167 Fuss über der Ausgangsöffnung abfloss, so berechnet sich der Wirkungsgrad der ganzen Maschine zu 0,684, wofür immer in runder Zahl 0,7 genommen werden kann, indem es wahrscheinlich ist, dass dieser Betrag erlangt worden wäre, wenn die Kolbenröhren wegen der eben beendigten Abgewältigung, wobei man nicht selten sehr trübe Wässer zu heben hatte, etwas weniger rauh gewesen wären.

§. 274.

Bei den im November 1820 auf *Reicher Bergsegen Fundgrube* angestellten Beobachtungen wurden in einer Minute mit unter einanderstehenden 4 Stück $6\frac{1}{16}$ Zoll weiten Sätzen 2,3 Kubikfuss Wasser aus 126,0 Fuss Seigerteufe von der 2ten bis zur ersten Gezeugstrecke und mit 4 Stück 8 Zoll weiten Sätzen 4,0 Kubikfuss Wasser aus 120,3 Fuss Seigerteufe von der ersten Gezeugstrecke bis zum Stollen gehoben, und da bei genau 8 Fuss Hub, vollkommen dichter Liederung, und 1½ Spiel in der Minute, der Treibzylinder nicht mehr als 9,4 Kubikfuss Aufschlagwasser verbrauchen konnte, und das senkrechte Druckgefälle des Wassers in den Einfallsröhren auf die oben angegebene Art im Durchschnitte und in runder Zahl sich zu 127 Fuss ermittelte, so ergibt sich der Wirkungsgrad zu 0,646, wofür in runder Zahl 0,65 angenommen wurde, indem man annahm, dass das Wasser, welches während der Beobachtung durch einige der etwas offenen Einfallsröhrenwechsel ging, eine kleine hydraulische Druckhöhe habe erfordern müssen.

Uebrigens würde bei dieser Maschine trotz der geringen Geschwindigkeit ein so hoher Wirkungsgrad nicht erlangt worden seyn, wenn die Sätze nicht ungewöhnlich leicht gegangen wären, denn ein Mann vermochte einen $6\frac{1}{16}$zölligen Kolben, und zwei Mann konnten einen 8zölligen Kolben scheinbar noch mit etwas grösserer Geschwindigkeit herausziehen, als es selbst die Maschine that, oder vielmehr thun durfte, indem es nicht räthlich erschien, bei grösserer Geschwindigkeit die Wechsel oder Schlösser der Einfallsröhren noch mehr aufstossen zu lassen. Nachdem jedoch diese Schlösser gehörig verdichtet waren, vollzog die Maschine 6 Spiele mit Leichtigkeit und soll mitunter sogar 8mal in der Minute angehoben haben, was jedoch Herr *Brendel* nicht selbst beobachtete. Hiebei muss noch ausdrücklich bemerkt werden, dass die angestellten Beobachtungen durchgehends in dem Sinne zu nehmen sind, als oben das Nähere angegeben wurde.

In Betreff der zu heben gewesenen Grundwassermenge ist noch zu erinnern, dass:

1tens. Bei *Segen Gottes Erbstollen* zu *Gersdorf* und *Reicher Bergsegen Fundgrube* die Sätze von einem grossen Wasserspiegel vorhandener Grundwässer weghoben, und also in ihrer Art das grösste Ausgussquantum lieferten, dagegen

2tens. Auf *Alte Mordgrube Fundgrube* alle Grundwässer rein abgewältigt waren, und die Sätze in allgemeinen schon etwas, manche aber ganz besonders schnarchten.

Uebrigens ist der Versuch mit der *Reicher Bergsegen* Maschine von Herrn Direktor *Brendel* vollzogen worden, die Versuche mit der *Alte Mordgrube* und *Segen Gottes* Maschine dagegen hat der *Freyberger* Herr Maschinengeschworne *Zeller* angestellt. Vor Erbauung dieser drei Maschinen wurden durch die von *Freyberg* abgesandten und gehörig instruirten Werkmeister Herr *Zeller*, *Röhling* und *Bernhardt* bei der Wassersäulenmaschine zu *Schlaggenwald* in *Böhmen* genaue Versuche auf die oben angegebene Weise angestellt. Dem zu Folge wurden bei $4\frac{1}{2}$ Spiel in der Minute aus 193,56 Fuss Seigerteufe 20,14 Kubikfuss Grundwasser mit 203,91 Fuss seigerer Druckwasserhöhe und 58,77 Kubikfuss Aufschlagwasser gehoben; der Wirkungsgrad der Maschine berechnet sich hiernach zu 0,33 oder wie 100 : 33, was allerdings weit gegen die *Freyberger* Maschinen zurückbleibt.

§. 275.

Die Wassersäulenmaschinen, welche bei dem Bergbaue zu *Schemnitz* in Ungarn schon in frühern Jahren errichtet wurden, finden sich mit ihren Hauptdimensionen und ihrem Effekte vorzüglich in der Beschreibung der *Schemnitzer* Bergbaumaschinen von *Poda*, *Prag* 1771.

I. Nach Seite 54 wurde die erste Wassersäulenmaschine im *Leopoldi*-Schachte im Jahre 1749 auf dem *Pieber*- Erbstollen erbaut; sie war einfach wirkend, hatte einen metallenen Stiefel von $12\frac{1}{2}$ Zoll im Durchmesser und 8 Fuss Höhe; die senkrechten Einflussröhren waren $6\frac{1}{2}$ zöllig und 44 Lachter hoch. Durch diese Maschine wurden 6 Kunstsätze mit 6 zölligen Kolbenröhren, jeder 18 Lachter hoch betrieben; die ganze Höhe, auf welche das Wasser vom Sumpfe des fünften *Sargozi*- Laufes bis zum *Pieber*-Erbstollen gehoben wurde, betrug aber 105 Lachter. Die Hubshöhe war 6 Fuss und in jeder Minute geschahen $7\frac{1}{2}$ Hübe.

Die Vergleichung des Kraftaufwandes mit dem Effekte der Maschine lässt sich aus dem kubischen Inhalte des verwendeten und des gehobenen Wassers mit Rücksicht auf die Einfalls- und Förderungshöhe auf folgende Art aufstellen. Bezeichnen wir die Druckhöhe des Wassers mit H, den Halbmesser des Zylinders mit R, und die Hubshöhe des Kolbens mit b, so ist das Bewegungsmoment sowohl des Einfallwassers, als des gehobenen Wassers für N. Oe. Mass $= 56{,}4 \cdot \frac{\pi \,.\, R^2}{144} \cdot b \cdot 6H$, wo R in Zollen, b in Fussen und H in Klaftern substituirt werden muss. Nach *Poda* Seite 79 hält ein Zylinder von 1 Fuss Höhe und 2 Zoll Durchmesser (beides im Bergmaass) genau 1 Seitel oder den 60ten Theil eines Eimers, und dieses Seitel wiegt dem Mittel nach $1\frac{1}{2}$ Pfund; der Kubikinhalt eines Seitels ist daher $= \pi \left(\frac{1}{12}\right)^2 \cdot 1 = \frac{\pi}{144}$, demnach das Bewegungsmoment in Seiteln und Lachtern ausgedrückt für einen Hub $= \frac{3}{2} (R'')^2 . b' . 6 H^0 = 9 (R'')^2 . b' . H^0$, wo $(R'')^2 . b'$ die Anzahl Seitel bedeutet, die in einem Zylinder für einen Hub enthalten sind.

Nach der Angabe von *Poda* findet man das Gewicht eines *Schemnitzer* Kubikfusses Wasser aus der Proporzion $\pi . \frac{1}{144} . 1 : \frac{3}{2} = 1 : 68{,}8$ N. Oe. Pfund, welches mit der Annahme des Herrn Bergrathes *Schitko* im 2. Hefte seiner Beiträge, Seite 73 genau übereinstimmt. Um aus dem nach der Formel berechneten Bewegungsmomente die Anzahl Pferdekräfte zu finden, welche der Maschine gleich kommen, müssen wir vorerst wegen H' mit 1,068 multipliziren (weil 1 *Schemnitzer* Fuss = 1,068 N. Oe. Fuss), und dann mit der

Zeit t eines Kolbenhubes und mit 400 als dem Bewegungsmomente einer Pferdekraft dividiren. Demnach gibt $\frac{9\,(R'')^2.\,b'.\,H^0.\,1{,}068}{400\,t} = 9\,.\,(R'')^2\,.\,\frac{b'.\,H^0}{375\,t}$ die betreffende Anzahl Pferdekräfte.

Bei der Wassersäulenmaschine im *Leopoldi*-Schachte ist der Durchmesser des Treibzylinders $2\,R'' = 12\frac{1}{2}$, die Hubshöhe $b' = 6$ und die Höhe der Einflussröhren $H^0 = 44$, demnach das Kraftmoment $= 9\,(6\frac{1}{4})^2.\,6\,.\,44 = 92813$. Für die Saugsätze ist $2\,R'' = 6$, $b' = 6$ und $H^0 = 105$, demnach das Lastmoment $= 9\,.\,3^2.\,6.\,105 = 51030$. Der Kraftaufwand verhält sich sonach zum Effekte der Maschine wie $92813 : 51030 = 100 : 55$.

Ueber diese Berechnung, welche sich auf die Angaben von *Poda* stützt, ist nothwendig zu bemerken, dass selbe bloss aus dem Kolbenhube gemacht sey. Es betragen nämlich die Anzahl Seitel, welche für einen Hub des Treibzylinders erfordert werden $(R'')^2.\,b' = (6\frac{1}{4})^2.\,6 = 234\frac{3}{8} = 3$ Eimer $54\frac{3}{8}$ Seitel, und die Kapazität eines Kolbenhubes ist nach derselben Formel $= 3^2.\,6 = 54$ Seitel, welches genau die Angaben von *Poda* sind. Da sonach der Wirkungsgrad der von *Poda* beschriebenen Maschinen nicht nach wirklichen Beobachtungen, sondern bloss nach Rechnungen bestimmt wurde, so muss wenigstens der zwölfte Theil noch in Abzug gebracht, und daher bei der *Leopoldi*-Maschine bloss das Verhältniss 100 : 50 angenommen werden.

II. Nach *Poda* Seite 61 und 62 war die Wassersäulenmaschine bei dem *Amalia*-Schachte in der Grube, welche im Jahre 1754 erbaut wurde, ebenfalls einfach wirkend und hatte einen Treibzylinder von 6½ Zoll Durchmesser und 6 Fuss Höhe. Die senkrechten Einflussröhren waren 40 Lachter hoch, die Kolbenröhren 6zöllig und die Hubshöhe 4¼ Fuss, in einer Minute geschahen 13 Hübe, endlich war die Förderungshöhe des Wassers 24 Lachter. Sonach war das Kraftmoment $= 9\,(3\frac{1}{4})^2.\,4\frac{1}{4}.\,40 = 16161$ und das Lastmoment $= 9\,.\,3^2.\,4\frac{1}{4}.\,24 = 8262$; hieraus folgt der Wirkungsgrad der Maschine $= 100 : 51$, wovon abermal der Wasserverlust noch abzuschlagen ist.

Nach Seite 66 und 67 war die im Jahre 1759 erbaute Wassersäulenmaschine Nro. 1 bei dem *Sigismundi*-Schachte ebenfalls einfach wirkend und hatte einen Stiefel von 8 Zoll Durchmesser. Die Einflussröhren waren tonnlegig, 90 Lachter lang und 34 Lachter seiger; die Höhe des Kolbenhubs war 5½ Fuss und in einer Minute geschahen 8½ Hübe. Das Kraftmoment war sonach $= 9\,.\,4^2.\,5\frac{1}{2}.\,34 = 26928$. Diese Maschine bewegte fünf über einanderstehende Sätze und zwar:

Einrichtung der Sätze.	Höhe des Satzes.	Durchmesser des Kolbenrohres.	Lastmoment.
1. Satz vom 1ten Lauf bis Dreifaltigkeits-Erbstollen	13 Lachter	6 Zoll	5792
2. „ „ 2ten „ „ 1ten Lauf	17 „	5½ „	6364
3. „ „ 3ten „ „ 2ten „	8 „	5 „	2475
4. „ „ 4ten „ „ 3ten „	14 „	4½ „	3508
5. „ „ Sumpfe „ 4ten „	14 „	4 „	2772
		Das Lastmoment aller Sätze	20911

Hieraus ergibt sich das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte = 100 : 78.

Nach Seite 67 und 68 war bei der Maschine Nr. 2 in der Grube, welche erstere auf dem Dreifaltigkeits-Erbstollen steht, der Durchmesser des Stiefels $=8$ Zoll. Die senkrechten Einflussröhren waren 23 Lachter hoch, die Hubshöhe $=5\frac{1}{2}$ Fuss, es geschahen $8\frac{1}{2}$ Hübe in der Minute, und die Kunstsätze, welche durch diese Maschine bewegt wurden, waren eben so eingerichtet, wie bei der vorangeführten Maschine. Hiernach wäre das Kraftmoment $=9 \cdot 4^2 \cdot 5\frac{1}{2} \cdot 23=18216$ und das Lastmoment wieder $=20911$; es verhielte sich also der Kraftaufwand zum Effekte, wie 100 : 115. Hieraus sehen wir, dass in den Angaben von dieser Maschine und ohne Zweifel auch in jenen der vorigen Maschine ein Fehler Statt finden muss, wesshalb wir hierauf keine weitere Rücksicht nehmen können.

III. Bei dem *Leopoldi*-Schachte in der Grube wurden nach Seite 70 drei Wassersäulenmaschinen im Jahre 1766 erbaut. Hievon stand die erste Maschine auf dem *Pieber*-Erbstollen, sie war einfach wirkend, hatte einen Stiefel von 13 Zoll Durchmesser, die senkrechten Einflussröhren waren 44 Lachter hoch und die Hubshöhe $=6$ Fuss; in jeder Minute geschahen $7\frac{1}{2}$ Hübe. Demnach ist das Kraftmoment $=9(6\frac{1}{2})^2 \cdot 6 \cdot 44=100386$. Die Maschine hob das Grubenwasser vom fünften *Sargozi*-Lauf bis *Kaiser Franz* Erbstollen 46 Lachter hoch mittelst eines einfachen Satzes mit einem $8\frac{1}{2}$ zölligen Kolbenrohr; es war also das Lastmoment $=9(4\frac{1}{4})^2 \cdot 6 \cdot 46=44867$. Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte ist daher 100 : 45.

IV. Bei der Wassersäulenmaschine im *Leopoldi*-Schachte, welche auf dem *Pirochs*-Laufe steht, war der Durchmesser des Stiefels 13 Zoll, die senkrechten Einflussröhren $51\frac{1}{2}$ Lachter hoch, die Hubshöhe 6 Fuss, in jeder Minute geschahen $7\frac{1}{2}$ Hübe, demnach ist das Kraftmoment $=9(6\frac{1}{2})^2 \cdot 6 \cdot 51\frac{1}{2}=117497$. Das Grubenwasser wird von dem fünften *Sargozi*-Lauf bis zum *Kaiser Franz* Erbstollen mittelst 4 Kunstsätzen 46 Lachter hoch gehoben, die Kolbenröhren dieser Sätze sind durchaus 10zöllig. Das Lastmoment ist sonach $=9 \cdot 5^2 \cdot 6 \cdot 46=62100$ und das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte $=100:53$.

V. Nach Seite 72 und 73 war bei der Wassersäulenmaschine Nr. 3 im *Leopoldi*-Schachte, die auf dem *Kaiser Franz* Erbstollen stand, der Durchmesser des Stiefels 13 Zoll, die senkrechten Einflussröhren 35 Lachter hoch, der Kolbenhub 5 Fuss und es geschahen in jeder Minute $7\frac{1}{2}$ Hübe; demnach war das Kraftmoment $=9(6\frac{1}{2})^2 \cdot 5 \cdot 35=66544$. Diese Maschine bewegte ein Druckwerk, das einen Stiefel mit 9 Zoll Durchmesser hatte, und womit das Wasser auf eine Seigerhöhe von 46 Lachter gehoben wurde; es war sonach das Lastmoment $=9(4\frac{1}{2})^2 \cdot 5 \cdot 46=41918$. Hieraus ergibt sich das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte $=100:63$.

VI. Die zwei Wassersäulenmaschinen auf dem *Schitrichs*-Berge wurden im Jahre 1768 von *Hell* erbaut. Hievon steht die erste Maschine bei dem *Leopoldi*-Schachte auf dem Erbstollen, sie hat einen Stiefel von 13 Zoll Durchmesser, die schiefen Einflussröhren sind 50 Lachter in der Seigerlinie hoch, die Höhe des Hubs ist 6 Fuss und es geschehen in jeder Minute $7\frac{1}{2}$ Hübe. Hieraus ergibt sich das Kraftmoment $=9(6\frac{1}{2})^2 \cdot 6 \cdot 50=114075$. Diese Maschine bewegte fünf übereinander stehende Kunstsätze, deren Kolbenröhren wegen Aufnahme des in verschiedenen Höhen zusitzenden Wassers ungleich gross waren. Diese Sätze waren nämlich:

Einrichtung der Sätze.	Höhe des Satzes.	Durchmesser des Kolbenrohres.	Lastmoment.
1. Satz von dem Erbstollen bis *Carls* - Lauf	12 Lachter	10 Zoll	16200
2. „ vom *Carls*-Lauf bis 3^{ten} Lauf . .	12 „	9½ „	14621
3. „ „ 3^{ten} „ „ 4^{ten} „	10 „	9 „	10935
4. „ „ 4^{ten} „ „ 5^{ten} „	9½ „	8½ „	9266
5. „ „ 5^{ten} „ „ zum Sumpfe .	5½ „	8 „	4752
	Das Lastmoment aller Sätze		55774

Poda bemerkt Seite 75, dass bei jedem Hube 2 Eimer 30 Seitel ausgegossen werden, wenn auf den Läufen genugsames Wasser zufliesst, und alle Sätze voll heben. Da nun für $2\,R = 10$ Zoll, die Anzahl Seitel $= (R'')^2 . b' = 5^2 . 6 = 150 = 2$ Eimer 30 Seitel, so sieht man, dass in diesem Fall das berechnete Lastmoment von 55774 Statt findet, wogegen das Kraftmoment 114075 ist. Das letztere Moment verhält sich zu dem erstern, wie 110 : 49.

Weiter bemerkt *Poda*, wenn kein Wasser auf den Läufen zufliesst, und das Grubenwasser nur von dem untersten Sumpfe nach und nach gehoben wird, so werden bei einem Hube nur 1 Eimer 36 Seitel ausgegossen, nämlich so viel, als der unterste Kolbenhub beträgt; es ist nämlich $4^2 . 6 = 96$ Seitel $= 1$ Eimer 36 Seitel. Für diesen Fall ist das Lastmoment nur $9 . 96 . 49 = 42336$. *Poda* bemerkt, dass die Maschine in diesem Falle dieselbe Wassermenge auf 70 Lachter Höhe fördern könne. Da hier dasselbe Kraftmoment von 114075, aber ein kleineres Lastmoment, nämlich 42336 vorhanden ist, so wäre die Förderungshöhe $= \frac{49 . 55774}{42336} = 64{,}_6$ Lachter, oder mit Rücksicht auf die vermehrten Röhrenwiderstände höchstens 64, also nicht 70 Lachter.

VII. Bei der zweiten Maschine, die auf dem *Schitrichsberge* bei dem *Leopoldi*-Schachte auf dem Erbstollen stand, war der Durchmesser des Treibzylinders 13 Zoll, die Seigerhöhe der schiefen Einflussröhren 30 Lachter, der Kolbenhub 6 Fuss und in einer Minute geschahen 7½ Hübe; demnach ist das Kraftmoment $= 9\,(6\tfrac{1}{2})^2 . 6 . 30 = 68445$. Diese Maschine bewegte fünf übereinanderstehende Kunstsätze, nämlich:

Einrichtung der Sätze.	Höhe des Satzes.	Durchmesser des Kolbenrohres.	Lastmoment.
1. Satz von dem Erbstollen bis *Carls* - Lauf	12 Lachter	9½ Zoll	14621
2. „ vom *Carls*-Lauf bis 3^{ten} Lauf . .	12 „	9 „	13122
3. „ „ 3^{ten} „ „ 4^{ten} „ . .	10 „	8½ „	9754
4. „ „ 4^{ten} „ „ 5^{ten} „ . .	9½ „	8 „	8208
5. „ „ 5^{ten} „ „ zum Sumpfe .	5½ „	8 „	4752
	Das Lastmoment aller Sätze		50457

Hieraus ergibt sich das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte, wenn alle Sätze voll heben $= 100 : 74$.

Werden die Dimensionen, die Grössen, welche auf die Bewegung der Maschinen Bezug haben, und die berechneten Verhältnisse des Kraftaufwandes zum Effekte zusammengestellt, so erhalten wir folgende Tabelle.

Nr.	Wassersäulenmaschinen bei dem	Höhe des Aufschlagwassers.	Durchmesser des Treibzylinders.	Hubshöhe des Kolbens.	Anzahl Hübe in einer Minute.	Verwendetes Aufschlagwasser.	Förderungshöhe des Grubenwassers.	Gehobenes Grubenwasser.	Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte.
		Lachter	Zolle	Fusse		Seitel	Lachter	Seitel	
I.	*Leopoldi* - Schachte	44	$12\frac{1}{2}$	6	$7\frac{1}{2}$	$234\frac{3}{8}$	105	54	100 : 55
II.	*Amalia* - Schachte in der Grube	40	$6\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{4}$	13	$44\frac{3}{4}$	24	$38\frac{1}{4}$	100 : 51
III.	*Leopoldi*-Schachte in der Grube Nr. 1	44	13	6	$7\frac{1}{2}$	$253\frac{1}{2}$	46	108	100 : 45
IV.	„ „ „ „ Nr. 2	$51\frac{1}{2}$	13	6	$7\frac{1}{2}$	$253\frac{1}{2}$	46	150	100 : 53
V.	„ „ „ „ Nr. 3	35	13	5	$7\frac{1}{2}$	$211\frac{1}{4}$	46	$101\frac{1}{4}$	100 : 63
VI.	*Schitrichs* - Berge in der Grube Nr. 1	50	13	6	$7\frac{1}{2}$	$253\frac{1}{2}$	49	150	100 : 49
VII.	„ „ „ „ Nr. 2	30	13	6	$7\frac{1}{2}$	$253\frac{1}{2}$	49	$135\frac{3}{8}$	100 : 74

Ueber diese Berechnung ist, wie schon Seite 381 bemerkt wurde, zu erinnern, dass selbe sich auf die kubischen Inhalte des Kolbenhubes, sonach auf keine wirklich angestellten Beobachtungen gründet. Da nun bei jedem mit Ventilen versehenen Saug- oder Druckwerke ein Theil des gehobenen Wassers während dem Schliessen der Ventile nothwendig zurückfällt, so müssen die obigen in der letzten Kolumne vorkommenden Verhältnisszahlen um so viel kleiner angenommen werden, als der Wasserverlust beträgt. Das Mittel gibt bei obigen Maschinen das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte $= 100 : 55{,}7$, und nimmt man den Wasserverlust mit ein Zehntel an, wie es bei jenen Maschinen gewiss Statt fand, so ergibt sich das Verhältniss wie 100 : 50, es ging also die Hälfte des Kraftaufwandes durch die Widerstände verloren. Dieser Verlust wäre allerdings sehr bedeutend, wenn er bei einer einzelnen Maschine Statt fände, allein hierunter ist nicht bloss der Verlust der Kraft bei der Wassersäulenmaschine, sondern auch der Verlust an Kraft bei den Saugsätzen oder Druckwerken begriffen; bei der Bewegung beider Maschinen treten nämlich Widerstände ein, die von der Kraft überwältigt werden müssen. Nach §. 234 betragen die Widerstände bei einem Druckwerke mit hinlänglich weiten Steigröhren ein Drittel, und diese Widerstände sind nach der Theorie im IX. Kapitel bei Saugwerken wenigstens eben so gross anzunehmen. Sonach betragen die Widerstände, welche bei der Bewegung der Wassersäulenmaschine allein eintreten $\frac{1}{2} - \frac{1}{3} = \frac{1}{6}$ oder den sechsten Theil der nach statischen Grundsätzen berechneten Kraft.

Der Verlust an Kraft bei oberschlächtigen Rädern ist aus der Theorie im II. Bande bekannt. Werden diese Räder auf $\frac{2}{3}$ der Zellen mit Wasser angefüllt und der Halbmesser des Theilrisses $R = 15$ Fuss, dann $a = 1$ Fuss angenommen, so ist nach Seite 425,

II. Band der Verlust an Kraft = 23 Prozent, werden aber die Zellen nur mit dem vierten Theile ihres Inhaltes mit Wasser gefüllt, so beträgt der Verlust nach Seite 429, II. Band nur 17 Prozent. Im letztern Falle tritt also bei einem oberschlächtigen Rade mit 30 Fuss = 5 Klafter Durchmesser derselbe Verlust an Kraft wie bei einer Wassersäulenmaschine ein. Wollte man aber das Rad grösser, z. B. mit 7 Klafter im Theilrisse, sonach $R = 21$ Fuss annehmen, so wäre der Verlust an Kraft nach Seite 429 nur 15 Prozent u. s. w. Wir sehen hieraus, dass gut gebaute oberschlächtige Räder in ihren Leistungen den Wassersäulenmaschinen allerdings gleichkommen, dass aber in jenen Fällen wo die Einfallshöhe bedeutend gross ist, eine Wassersäulenmaschine wegen ihrer einfachen Bauart, und dem viel geringern Raume, welchen sie einnimmt, allerdings den Vorzug vor mehreren übereinander gestellten oberschlächtigen Rädern verdiene.

§. 276.

Die im vorigen §. angeführten Wassersäulenmaschinen waren sämmtlich von dem Oberkunstmeister Joseph Karl *Hell* an die Stelle anderer Wasserhebungsmaschinen vom Jahre 1749 bis zum Jahre 1768 erbaut worden. So sehr man mit ihrem Erfolge anfangs zufrieden war, so zeigte sich doch später, dass die Erschütterungen, welche durch die Bewegung des Fallklotzes der Steuerung entstanden, den Schächten wo die Maschinen aufgestellt waren, häufig sehr nachtheilig wurden. Aus dieser Ursache wurden diese Maschinen in den letztern Jahren nach dem Vorschlage des Herrn Bergrathes *Schitko* durch andere Maschinen mit Kolbensteuerung ersetzt, welche sich umständlich in dem zweiten Hefte seiner Beiträge zur Bergbaukunde beschrieben finden. Aehnliche Kolbensteuerungen sind bereits viel früher bei den Maschinen des Herrn von *Reichenbach* in *Bayern* und Herrn *Brendel* in *Freyberg* gebraucht worden. Zur Vermeidung von Wiederholungen verweisen wir unsere Leser auf jenes Werk, und wollen hier bloss einiges über die dort angeführten Leistungen dieser neuern Wassersäulenmaschinen anführen.

Die erste von diesen Wassersäulenmaschinen, wovon wir bereits §. 196 gesprochen haben, ist im *Leopoldi*-Schachte an die Stelle der drei, im vorigen §. erwähnten, vom Oberkunstmeister *Hell* gebauten Wassersäulenmaschinen im Jahre 1828 errichtet worden. Die seigere Höhe des Einfallwassers ist hiebei 758,4 N. Oe. Fuss, welches auf jeden Quadratzoll des Kolbens im Treibzylinder einen hydrostatischen Druck von $\frac{1}{144} \cdot 758{,}4 \cdot 56{,}4 = 297$ N. Oe. Pfund, oder einen Druck von mehr als 23 Atmosphären verursacht. Mit dieser Maschine werden die Grubenwässer 304,4 N. Oe. Fuss hoch gehoben; es erstreckt sich also die ganze Wirkung der Maschine auf $758{,}4 + 304{,}4 = 1062{,}8$ Fuss; wogegen die Wirkung der früher beschriebenen Wassersäulenmaschine in *Kreuth* sich nur auf eine seigere Höhe von 115 Klafter = 690 Fuss ausdehnt. Nach der Beschreibung, welche der Herr Bergrath *Schitko* Seite 57 ff. von dieser Maschine macht, muss selbe allerdings sehr stark und mit grossen Kosten ausgeführt worden seyn, indem z. B. die gusseisernen Einfallröhren zunächst den Treibzylindern, nach Seite 60, eine Dicke von 20 Linien erhielten, während selbe nach unserer, im II. Band aufgestellten Formel, die abermals bei der Wassersäulenmaschine in *Kreuth*, Seite 360, eine Bestättigung fand, nur die Dicke von $5 \cdot \frac{758{,}4}{659} + 4{,}56 = 10{,}3$ Linien erhalten sollten. Seite 68 führt Herr *Schitko* die Resultate der, bei der *Leopoldi* Schacht Wassersäulenmaschine im Jahre 1831 vorgenommenen Wassermessungen an.

Tag, an welchem die Messung Statt fand.	Anzahl der gemachten Doppelhübe in 1 Minute.	Hubshöhe in Fussen		Verwendetes Aufschlagwasser					Gehobenes Wasser		Nutzeffekt.
		der Treibkolben	des Steuerungskolbens	Einzeln für einen Doppelhub			Zusammen				
				Treibzylinder	Steuerungszylinder	Treibkolbenverlust.	auf 1 Doppelhub	in 24 Stunden	auf 1 Doppelhub	in 24 Stunden	
				Kubikfuss			Kubikfuss		Kubikfuss		
7. Juni	3	7,750	1,500	9,456	0,436	0,130	10,022	43295,0	13,050	56505,6	0,525
1. Juli	3	7,750	1,500	9,938	0,414	0,130	10,482	45282,2	14,170	61214,4	0,544
3. August	2,4	7,666	1,500	9,590	1,308	0,436	11,334	39170,3	14,388	49724,9	0,511
Durchschnitt	2,8	7,725	1,500	9,661	0,719	0,232	10,613	42582,7	13,879	55814,9	0,527

Aus dieser Tabelle sehen wir, dass auch bei dieser neu erbauten Maschine beinahe die Hälfte der vorhandenen Kraft verloren geht, wie es bei den von *Hell* erbauten Maschinen in den ersten Jahren ihres Ganges zu Folge der Beschreibung von *Poda* der Fall war; die neue Maschine leistet also gegenwärtig nicht mehr, als die alten in den ersten Jahren ihres Betriebes; die Ursache hievon liegt nicht bloss in den grössern Widerständen, welche die Kolbensteuerung verursacht, sondern auch in dem Wasserverluste im Steuerzylinder und Treibkolben. Bei der *Leopoldi*-Schacht Wassersäulenmaschine finden sich keine so zweckmässigen Vorrichtungen zur Ersparung des Wassers wie bei der Maschine in *Kreuth*, und man dürfte aus der Vergleichung beider Konstrukzionen und ihrer Erfolge den für die praktische Mechanik so wichtigen Satz wieder bewährt finden, dass die einfachsten Konstrukzionen die zweckmässigsten sind. Zwar bemerkt Herr *Schitko* Seite 85, dass der Effekt der alten abgebauten Maschinen nur 0,31 oder 100 : 31 war, und dass bei zunehmender Teufe des Schachtes der Effekt der neuen Maschine 0,616 oder 100 : 61,6 seyn werde. Wenn sich aber die Wirkung der *Hell'*schen Maschinen während 80 Jahren von 100 : 50 auf 100 : 31 verringerte, so dürfte denn doch auch angenommen werden, dass der Effekt der neuen weit mehr komplizirten Maschine nach 80 Jahren sich nicht vergrössert, sondern vermindert haben werde.

Uebrigens berechnet Herr *Schitko* Seite 79 die Kraft dieser Maschine $= 24162{,}22$ *Schemnitzer* Pfund. Wird diess mit der mittlern Geschwindigkeit, die nach Seite 74 nur 0,7875 *Schemnitzer* Fuss beträgt, multiplizirt, und nach Seite 381 dieses Bandes mit 375 dividirt, so gibt $\frac{24162{,}22 \,.\, 0{,}7875}{375} = 50{,}7$ die Anzahl Pferdekräfte, welchen die Wirkung dieser Maschine gleichkommt. In dieser Hinsicht übt die *Leopoldi*-Schacht Wassersäulenmaschine nur eine eben so grosse Kraft aus, als die Dampfmaschinen in den mittelgrossen englischen Spinnereien; allein im Vergleiche gegen grössere Dampfmaschinen z. B. jene von 300 Pferdekräften, womit die Grubenwässer und Kohlen in den Bergwerken des *Sir John Hope* in *Schottland* gefördert werden, erscheint die *Schemnitzer* Maschine nicht bedeutend, wenn ihre Wirkung sich auch auf 1062,8 Fuss Seigerhöhe erstreckt.

Im Jahre 1831 wurde nach Seite 91 der Beiträge im *Andreas*-Schachte zu *Schemnitz* eine zweite einfach wirkende Wassersäulenmaschine erbaut, womit das Wasser auf eine Höhe von 324 Fuss mittelst drei übereinander gestellter Sätze gehoben wird; die Seigerhöhe des Einfallwassers beträgt 423,29 Fuss; die Bauart dieser Maschine kommt mit jener im *Leopoldi*-Schachte nahe überein. Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte hat Herr Bergrath *Schitko* nicht angegeben.

Im *Michaels*-Schachte zu *Hodritsch* wurde, nach Seite 117 der Beiträge, im Jahre 1819 eine Reakzionsmaschine ähnlich dem *Segner*'schen Wasserrade erbaut. Die Einfallshöhe misst hiebei 401,17 Fuss, die Förderungshöhe beinahe 80 Fuss; der Effekt dieser Maschine beträgt nach Seite 126 höchstens 0,1476 oder 100 : $14^2/_3$; es gehen also sechs Siebentel der vorhandenen Kraft auf die Widerstände verloren, und nur der siebente Theil der Kraft wird nutzbringend verwendet. Die Anlage solcher Maschinen dürfte denn doch gegenwärtig ganz unzweckmässig seyn, da jede andere mittelmässig ausgeführte Förderungsmaschine einen grössern Erfolg geleistet hätte.

§. 277.

Wir kommen nun zur Theorie der Wassersäulenmaschinen. Wenn bereits die Theorie der Saug- und jene der Druckwerke wegen der vielen hiebei in Rechnung kommenden Bewegungswiderstände zusammengesetzter und schwieriger, als die Theorie der meisten andern hydraulischen Maschinen ist, so findet diess noch mehr bei den Wassersäulenmaschinen Statt; in den Berechnungen hierüber erscheinen nämlich nicht bloss die Bewegungswiderstände dieser Maschinen selbst, sondern auch jene Widerstände, welche bei der Bewegung der hiemit verbundenen Saugsätze oder Druckwerke sich äussern. Will man daher bei einer solchen Theorie auf die kleinsten hiebei eintretenden Umstände Rücksicht nehmen, so ergeben sich Formeln, die wegen ihrer Schwierigkeit häufig vor ihrer Anwendung abschrecken. Da jedoch alle bei dem Betriebe einer solchen Maschine eintretenden Umstände, wohin vorzüglich die mehr oder mindern Gebrechen in ihrer praktischen Ausführung gehören, in keine Rechnung eingezogen werden können, folglich die Resultate einer noch so komplizirten Formel von den Ergebnissen der Erfahrung immer um etwas abweichen müssen, so werden wir in diesem Kapitel bemüht seyn, eine möglichst einfache Behandlung des Gegenstandes, so weit es nämlich hiebei Statt finden kann, einzuführen, um auf solche Art für die Ausübung Formeln aufzustellen, deren Anwendung nicht zu schwierig ist.

Es gibt zwei Gattungen der Wassersäulenmaschinen, nämlich die einfach und die doppelt wirkenden; die erstern sind gewöhnlich mit einem, die zweiten mit zwei Treibzylindern versehen; doch gibt es auch Fälle, wo man mit einem Zylinder nach Art der doppelt wirkenden Dampfmaschinen oder Gebläse eine doppelte Wirkung, nämlich im Hinauf- und Hinabgehen bewerkstelligen kann. Da diese Maschinen in den meisten Fällen zum Betriebe mehrerer untereinander stehender Saugsätze verwendet werden, so wollen wir zuerst den Fall behandeln, dass mit einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine n untereinander stehende Saugsätze von gleicher Höhe betrieben werden.

die Resultate der, bei der *Leopoldi* Schacht Wassersäulenmaschine im Jahre 1831 vorgenommenen Wassermessungen an.

Tag, an welchem die Messung Statt fand.	Anzahl der gemachten Doppelhübe in 1 Minute.	Hubshöhe in Fussen		Verwendetes Aufschlagwasser					Gehobenes Wasser		Nutzeffekt.
		der Treibkolben	des Steuerungskolbens	Einzeln für einen Doppelhub			Zusammen				
				Treibzylinder	Steuerungszylinder	Treibkolbenverlust.	auf 1 Doppelhub	in 24 Stunden	auf 1 Doppelhub	in 24 Stunden	
				Kubikfuss			Kubikfuss		Kubikfuss		
7. Juni	3	7,750	1,500	9,456	0,436	0,130	10,022	43295,0	13,050	56505,6	0,525
1. Juli	3	7,750	1,500	9,938	0,414	0,130	10,482	45282,2	14,170	61214,4	0,544
3. August	2,4	7,666	1,500	9,590	1,308	0,436	11,334	39170,3	14,388	49724,9	0,511
Durchschnitt	2,8	7,725	1,500	9,661	0,719	0,232	10,613	42582,7	13,879	55814,9	0,527

Aus dieser Tabelle sehen wir, dass auch bei dieser neu erbauten Maschine beinahe die Hälfte der vorhandenen Kraft verloren geht, wie es bei den von *Hell* erbauten Maschinen in den ersten Jahren ihres Ganges zu Folge der Beschreibung von *Poda* der Fall war; die neue Maschine leistet also gegenwärtig nicht mehr, als die alten in den ersten Jahren ihres Betriebes; die Ursache hievon liegt nicht bloss in den grössern Widerständen, welche die Kolbensteuerung verursacht, sondern auch in dem Wasserverluste im Steuerzylinder und Treibkolben. Bei der *Leopoldi*-Schacht Wassersäulenmaschine finden sich keine so zweckmässigen Vorrichtungen zur Ersparung des Wassers wie bei der Maschine in *Kreuth*, und man dürfte aus der Vergleichung beider Konstrukzionen und ihrer Erfolge den für die praktische Mechanik so wichtigen Satz wieder bewährt finden, dass die einfachsten Konstrukzionen die zweckmässigsten sind. Zwar bemerkt Herr *Schitko* Seite 85, dass der Effekt der alten abgebauten Maschinen nur 0,31 oder 100 : 31 war, und dass bei zunehmender Teufe des Schachtes der Effekt der neuen Maschine 0,616 oder 100 : 61,6 seyn werde. Wenn sich aber die Wirkung der *Hell'*schen Maschinen während 80 Jahren von 100 : 50 auf 100 : 31 verringerte, so dürfte denn doch auch angenommen werden, dass der Effekt der neuen weit mehr komplizirten Maschine nach 80 Jahren sich nicht vergrössert, sondern vermindert haben werde.

Uebrigens berechnet Herr *Schitko* Seite 79 die Kraft dieser Maschine $= 24162{,}22$ *Schemnitzer* Pfund. Wird diess mit der mittlern Geschwindigkeit, die nach Seite 74 nur 0,7875 *Schemnitzer* Fuss beträgt, multiplizirt, und nach Seite 381 dieses Bandes mit 375 dividirt, so gibt $\frac{24162{,}22 \,.\, 0{,}7875}{375} = 50{,}7$ die Anzahl Pferdekräfte, welchen die Wirkung dieser Maschine gleichkommt. In dieser Hinsicht übt die *Leopoldi*-Schacht Wassersäulenmaschine nur eine eben so grosse Kraft aus, als die Dampfmaschinen in den mittelgrossen englischen Spinnereien; allein im Vergleiche gegen grössere Dampfmaschinen z. B. jene von 300 Pferdekräften, womit die Grubenwässer und Kohlen in den Bergwerken des *Sir John Hope* in *Schottland* gefördert werden, erscheint die *Schemnitzer* Maschine nicht bedeutend, wenn ihre Wirkung sich auch auf 1062,8 Fuss Seigerhöhe erstreckt.

Im Jahre 1831 wurde nach Seite 91 der Beiträge im *Andreas*-Schachte zu *Schemnitz* eine zweite einfach wirkende Wassersäulenmaschine erbaut, womit das Wasser auf eine Höhe von 324 Fuss mittelst drei übereinander gestellter Sätze gehoben wird; die Seigerhöhe des Einfallwassers beträgt 423,29 Fuss; die Bauart dieser Maschine kommt mit jener im *Leopoldi*-Schachte nahe überein. Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte hat Herr Bergrath *Schitko* nicht angegeben.

Im *Michaels*-Schachte zu *Hodritsch* wurde, nach Seite 117 der Beiträge, im Jahre 1819 eine Reakzionsmaschine ähnlich dem *Segner*'schen Wasserrade erbaut. Die Einfallshöhe misst hiebei 401,17 Fuss, die Förderungshöhe beinahe 80 Fuss; der Effekt dieser Maschine beträgt nach Seite 126 höchstens 0,1476 oder 100 : $14^2/_3$; es gehen also sechs Siebentel der vorhandenen Kraft auf die Widerstände verloren, und nur der siebente Theil der Kraft wird nutzbringend verwendet. Die Anlage solcher Maschinen dürfte denn doch gegenwärtig ganz unzweckmässig seyn, da jede andere mittelmässig ausgeführte Förderungsmaschine einen grössern Erfolg geleistet hätte.

§. 277.

Wir kommen nun zur Theorie der Wassersäulenmaschinen. Wenn bereits die Theorie der Saug- und jene der Druckwerke wegen der vielen hiebei in Rechnung kommenden Bewegungswiderstände zusammengesetzter und schwieriger, als die Theorie der meisten andern hydraulischen Maschinen ist, so findet diess noch mehr bei den Wassersäulenmaschinen Statt; in den Berechnungen hierüber erscheinen nämlich nicht bloss die Bewegungswiderstände dieser Maschinen selbst, sondern auch jene Widerstände, welche bei der Bewegung der hiemit verbundenen Saugsätze oder Druckwerke sich äussern. Will man daher bei einer solchen Theorie auf die kleinsten hiebei eintretenden Umstände Rücksicht nehmen, so ergeben sich Formeln, die wegen ihrer Schwierigkeit häufig vor ihrer Anwendung abschrecken. Da jedoch alle bei dem Betriebe einer solchen Maschine eintretenden Umstände, wohin vorzüglich die mehr oder mindern Gebrechen in ihrer praktischen Ausführung gehören, in keine Rechnung eingezogen werden können, folglich die Resultate einer noch so komplizirten Formel von den Ergebnissen der Erfahrung immer um etwas abweichen müssen, so werden wir in diesem Kapitel bemüht seyn, eine möglichst einfache Behandlung des Gegenstandes, so weit es nämlich hiebei Statt finden kann, einzuführen; um auf solche Art für die Ausübung Formeln aufzustellen, deren Anwendung nicht zu schwierig ist.

Es gibt zwei Gattungen der Wassersäulenmaschinen, nämlich die einfach und die doppelt wirkenden; die erstern sind gewöhnlich mit einem, die zweiten mit zwei Treibzylindern versehen; doch gibt es auch Fälle, wo man mit einem Zylinder nach Art der doppelt wirkenden Dampfmaschinen oder Gebläse eine doppelte Wirkung, nämlich im Hinauf- und Hinabgehen bewerkstelligen kann. Da diese Maschinen in den meisten Fällen zum Betriebe mehrerer untereinander stehender Saugsätze verwendet werden, so wollen wir zuerst den Fall behandeln, dass mit einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine n untereinander stehende Saugsätze von gleicher Höhe betrieben werden.

Es sey die seigere Höhe des einfallenden Wassers bis zur Mitte des Kolbenhubes im Treibzylinder $=\mathfrak{H}$, der Durchmesser des Einfallrohres $=\mathfrak{d}$ und dessen Querschnittsfläche $=\mathfrak{f}$, die Länge des Einfallrohres vom Wasserbehälter bis zum Anfange des Treibzylinders $=\mathfrak{L}$, der Durchmesser des Treibzylinders $=\mathfrak{D}$, dessen Querschnittsfläche $=\mathfrak{F}$, die Hubshöhe des Kolbens $=$ b, die Zeit eines Kolbenhubes, welche der Zeit eines Niederganges des Kolbens gleichkommen muss $=$ t, die Länge des Ableitrohres, wodurch das Wasser aus dem Treibzylinder nach verrichtetem Hube abfliesst $=\mathfrak{l}$, sein Durchmesser $=\mathfrak{d}$ und Querschnittsfläche $=\mathfrak{f}$, das Gewicht des Treibkolbens sammt Kolbenstange, der Kolben und Kolbenstangen aller Sätze und des ganzen übrigen Gestänges, welches auf- und abbewegt werden muss $=$ K, endlich wollen wir annehmen, dass zur Ausgleichung dieser Bewegung während dem Auf- und Niedergange das Gegengewicht G an einem gleicharmigen Hebel mit dem Gestänge verbunden sey.

Die **hydrostatische Kraft**, womit der Kolben, wenn er den halben Hub zurückgelegt hat, in die Höhe gedrückt wird, ist offenbar $=56{,}4\,\mathfrak{F}\,.\,\mathfrak{H}$. Hiernach darf aber die wirkliche Kraft einer Wassersäulenmaschine in keinem Falle angeschlagen werden, weil die bei der Bewegung der Maschine eintretenden Widerstände sehr bedeutend sind. Von dem hydrostatischen Drucke geht nämlich zuerst ein Theil $56{,}4\,\mathfrak{F}\,.\,\mu\,.\,\frac{\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}}$ verloren, wodurch die Reibung des Kolbens im Treibzylinder überwältigt wird. Ferner muss der hydrostatische Druck das gesammte im Einfallrohre befindliche Wasser in Bewegung setzen, und die bei dieser Bewegung eintretenden Widerstände an den Röhrenwänden überwältigen. Diese Höhe wird auf gleiche Art bestimmt, wie Seite 284 die Höhe $y+y'$ für die Bewegung des Wassers und die Widerstände in einem Saugrohre bei dem Aufzuge des Kolbens eines Saugwerkes berechnet wurde. Wir erhalten sonach die Kraft, mit welcher die Kolbenstange des Treibzylinders einer Wassersäulenmaschine sich in die Höhe bewegt $=56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H}-\frac{\mu\,.\,\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}}-\frac{\mathfrak{L}\,.\,\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}\,.\,b}{\mathfrak{f}\,.\,180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}\right\}+G$, wobei nämlich das Gegengewicht G als zum Aufzuge der Kolbenstange mitwirkend erscheint.

Die Kolbenstange des Treibzylinders hat nun das ganze darunter befindliche Gestänge K und den Widerstand, welcher bei dem Aufzuge der Kolben in den Saugsätzen entsteht, zu überwältigen, nebstbei aber noch K und G in Bewegung zu setzen, oder deren Trägheit zu überwinden. Die Kraft welche zum Aufzuge des Kolbens eines Saugsatzes erfordert wird, haben wir bereits Seite 285 bestimmt. Nehmen wir die dort eingeführten Bezeichnungen auch hier an, und sind alle Saugsätze von gleichen Dimensionen, so ist die Kraft, welche zum Aufzuge der Kolben aller n Sätze erfordert wird $=56{,}4\,n\,.\,F\left\{H+\frac{\mu\,.\,H}{D}+(H-a)\left(1+\frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}+\frac{a\,.\,F}{f}\left(1+\frac{F\,.\,b}{f\,.\,180\,d}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}\right\}$. Hiezu kommt noch die Kraft $\frac{m\,.\,S\,.\,r}{s}$, welche zur Ueberwältigung der Reibung des *Balancier*-Zapfens erfordert wird, wo nämlich S den ganzen Druck auf das Zapfenlager, r den Halbmesser des Zapfens und s die Entfernung der Kolbenstange vom Zapfen bezeichnet. Das Schachtgestänge erfordert eine seinem Gewichte gleiche Kraft K und nebstbei die Kraft $\frac{K\,.\,b}{g\,.\,t^2}$, wodurch die Trägheit desselben bei jedem Aufgange neu überwältigt wird; endlich wird zur

Ueberwältigung der Trägheit von G die Kraft $\frac{G.b}{g.t^2}$ erfordert. Wir erhalten sonach die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last für den Aufzug des Kolbens

$$56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H}-\frac{\mu.\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}}-\frac{\mathfrak{L}.\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\}+G-\frac{m.S.r}{s}=$$

$$56{,}4\,n.F\left\{H+\frac{\mu.H}{D}+(H-a)\left(1+\frac{b}{180D}\right)\frac{b}{g.t^2}+\frac{a.F}{f}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\}+K+\frac{K.b}{g.t^2}+\frac{G.b}{g.t^2}.\ (I)$$

Bei dem Niedergange des Kolbens im Treibzylinder ist der Wasserzufluss aus dem Einfallrohre abgesperrt, und die eigentliche bewegende Kraft ist das bedeutende Gewicht K des Schachtgestänges. Hiedurch muss zuerst das Gegengewicht G in die Höhe gezogen, die Kolbenreibung $\frac{56{,}4\,\mathfrak{F}.\mu.\mathfrak{H}'}{\mathfrak{D}}$ überwältigt, und nebstbei das Wasser aus dem Treibzylinder durch das Ableitrohr herausgedrückt werden. Die drückende Kraft auf dieses Wasser ist für den mittlern Kolbenstand, welchen wir hier abermals betrachten $=\frac{56{,}4\,\mathfrak{F}.b}{2}$, dagegen wird zur Bewegung des Wassers in dem Ableitrohre und zur Ueberwältigung der Widerstände bei dieser Bewegung die Kraft $56{,}4\,\mathfrak{F}.\mathfrak{l}\cdot\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2}$ erfordert. Die Last, welche aus dem Herabdrücken der Kolbenstangen bei n Saugsätzen entsteht, ist nach Seite 285 $=56{,}4\,n.F\left\{\frac{\mu.H'}{D}+\left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2\frac{b^2}{4g.t^2}\right\}$, endlich fordert die Reibung, und die Bewegung der Gewichte K und G wieder die Kraft $\frac{m.S.r}{s}+\frac{K.b}{g.t^2}+\frac{G.b}{g.t^2}$. Hieraus erhalten wir die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last für den Niedergang des Kolbens

$$K=G+56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\frac{\mu.\mathfrak{H}'}{\mathfrak{D}}+\frac{\mathfrak{l}.\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2}-\frac{b}{2}\right\}$$

$$+56{,}4\,n.F\left\{\frac{\mu.H'}{D}+\left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2\frac{b^2}{4g.t^2}\right\}+\frac{m.S.r}{s}+\frac{K.b}{g.t^2}+\frac{G.b}{g.t^2}.\ (II)$$

Diess sind die zwei Grundgleichungen, welche zur Berechnung einer einfach wirkenden, mit Saugsätzen verbundenen Wassersäulenmaschine dienen. Es handelt sich nun, diese Gleichungen weiter zu entwickeln und jene Resultate abzuleiten, welche bei der Anlage eines solchen Maschinenwerkes zu beobachten sind.

§. 278.

Wir wollen zuerst die zwei gefundenen Gleichungen und zwar (II) von (I) abziehen, so ist

$$K-G=56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\frac{\mathfrak{H}}{2}-\mu\left(\frac{\mathfrak{H}-\mathfrak{H}'}{2\,\mathfrak{D}}\right)-\left(\frac{\mathfrak{L}-\mathfrak{l}}{2}\right)\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2}-\frac{b}{4}\right\}-$$

$$n.56{,}4\,F\left\{\frac{H}{2}+\mu\left(\frac{H-H'}{2D}\right)+\left(\frac{H-a}{2}\right)\left(1+\frac{b}{180D}\right)\frac{b}{g.t^2}+\frac{a.F}{2f}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)\frac{b}{g.t^2}-\frac{1}{2}\left(\frac{F}{0{,}813f}\right)^2\frac{b}{4g.t^2}\right\}.\ (III)$$

Aus dieser Gleichung lässt sich die Grösse des Gegengewichtes G in dem Falle berechnen, wenn nebst den Dimensionen der Maschine noch das Gewicht K des ganzen Gestänges bekannt ist. Einen Annäherungswerth für G erhalten wir, wenn die Widerstände ausser Acht gelassen und bloss die Glieder für den statischen Zustand behalten werden. Wir haben nämlich in diesem Falle $K - G = \frac{56{,}4\,\mathfrak{F}\,.\,\mathfrak{H}}{2} - \frac{n\,.\,56{,}4\,F\,.\,H}{2}$ oder $G = K - \frac{56{,}4\,\mathfrak{F}\,.\,\mathfrak{H}}{2} + \frac{n\,.\,56{,}4\,F\,.\,H}{2}$ (IV).

Substituiren wir den Werth von $K - G$ aus der Gleichung (III) in (I), und den Werth für G aus (IV) in das letzte Glied der Gleichung (I), nämlich in $\frac{G\,.\,b}{g\,.\,t^2}$, da $\frac{b}{g\,.\,t^2}$ immer ein sehr kleiner Bruch ist, und die Formel mit dieser Annahme weit einfacher erscheint, so erhalten wir nach Vornahme der nöthigen Redukzionen die mittlere Gleichung zwischen Kraft und Last, nämlich sowohl bei dem Auf- als Niedergange des Kolbens

$$56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H} - \mu\left(\frac{\mathfrak{H}+\mathfrak{H}'}{\mathfrak{D}}\right) - (\mathfrak{L}+\mathfrak{l})\,\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}\,.\,b}{\mathfrak{f}\,.\,180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2} + \frac{b}{2}\right\}$$
$$= n\,.\,56{,}4\,F\left\{H + \mu\left(\frac{H+H'}{D}\right) + (H-a)\left(1+\frac{b}{180D}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2} + \frac{a\,.\,F}{f}\left(1+\frac{F\,.\,b}{f\,.\,180d}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2} + \left(\frac{F}{0{,}813f}\right)^2\frac{b^2}{4g\,.\,t^2}\right\}$$
$$+ \frac{m\,.\,S\,.\,r}{s} + \frac{4K\,.\,b}{g\,.\,t^2} - 56{,}4\,\mathfrak{F}\,.\,\mathfrak{H}\,.\,\frac{b}{g\,.\,t^2} + n\,.\,56{,}4\,F\,.\,H\,.\,\frac{b}{g\,.\,t^2}\,.\quad\text{(V)}$$

In dieser Gleichung ist die Zeit eines Aufganges des Kolbens eben so gross als die Zeit eines Niederganges desselben angenommen. Durch weitere Redukzion erhalten wir diese Zeit $t =$

$$\sqrt{\frac{\frac{b}{g}\left\{(\mathfrak{L}+\mathfrak{l})\frac{\mathfrak{F}^2}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}\,.\,b}{\mathfrak{f}\,.\,180\,\mathfrak{d}}\right) + n\,.\,F(H-a)\left(1+\frac{b}{180D}\right) + \frac{n\,a\,.\,F^2}{f}\left(1+\frac{F\,.\,b}{f\,.\,180d}\right) + n\,.\,F\left(\frac{F}{0{,}813f}\right)^2\frac{b}{4} - \mathfrak{F}\,.\,\mathfrak{H} + n\,.\,F\,.\,H + \frac{4K}{56{,}4}\right\}}{\mathfrak{F}\left(\mathfrak{H} - \frac{\mu(\mathfrak{H}+\mathfrak{H}')}{\mathfrak{D}} + \frac{b}{2}\right) - n\,.\,F\left(H + \frac{\mu(H+H')}{D}\right) - \frac{m\,.\,S\,.\,r}{56{,}4\,s}}}\,.$$

§. 279.

Aus der Betrachtung der einzelnen Glieder, welche in dem Ausdrucke für die Zeit t eines Kolbenhubes vorkommen, ergibt sich:

1^{tens.} Sowohl der Zähler, als der Nenner zeigt, dass die Zeit t grösser wird, wenn die Förderungshöhe n.H zunimmt. Hieraus ergibt sich die für die Ausübung sehr wichtige Folgerung, dass alle einfach wirkenden Wassersäulenmaschinen aus tiefern Gruben langsamer, als aus seichtern arbeiten müssen. Um diess in einem Beispiele zu erläutern, wollen wir die von *Hell* erbaute Wassersäulenmaschine bei dem *Leopoldi*-Schachte in Rechnung nehmen. Nach *Poda* war der Durchmesser des Treibzylinders $\mathfrak{D} = 12{,}5$ Zoll, die Hubshöhe $b = 6$ Fuss, die senkrechten Einflussröhren hatten einen Durchmesser von $\mathfrak{d} = 6\frac{1}{2}$ Zoll und waren 44 Lachter = 264 Fuss hoch, demnach $\mathfrak{H} = 261$ Fuss. Die Maschine betrieb $n = 6$ Kunstsätze, deren jeder eine vertikale Höhe von $H = 18$ Lachter = 108 Fuss hatte, der Durchmesser des Kolbenrohres dieser Sätze war $D = 6$ Zoll. Die andern Dimensionen sind von *Poda* nicht angegeben, wir können jedoch den Durchmesser des Saugrohres $d = \frac{2}{3}D = 4$ Zoll, und die Höhe desselben $a = 10$ Fuss, die Länge des Einfalls- und des Abflussrohres $\mathfrak{L}+\mathfrak{l} = 48$ Lachter = 288 Fuss, das Gewicht des in Bewegung zu setzenden Schachtgestänges $K = 7000$ ℔, den Reibungskoeffizienten $\mu = 0{,}06$, $S = 10000$ ℔, $m = \frac{1}{7}$, $r = 3$ Zoll und $s = 60$ Zoll annehmen.

Für diese Dimensionen wollen wir nun die Zeit eines Kolbenhubes zuerst für die Förderungshöhe von $n\,.\,H = 6\,.\,18$ Lachter und dann für die doppelte Höhe $n\,.\,H = 12\,.\,18$ Lachter berechnen. Da der Fallraum $g = 14{,}524$ oder kürzer $g = 14{,}5$ Fuss im *Schemnitzer*

Bergmaasse ist, so erhalten wir, wenn alle diese Werthe zuerst in den Zähler von t substituirt werden, denselben $=$

$$\frac{6}{14{,}5}\left\{288\cdot\frac{3{,}1416.12{,}5^2.25^2}{4.12^2.13^2}\left(1+\frac{25^2.6.12}{13^2.180.6{,}5}\right)+\frac{6.3{,}1416.6^2}{4.12^2}(108-10)\left(1+\frac{6.12}{180.6}\right)+\frac{6.3{,}1416.6^2.9.10}{4.12^2.4}\left(1+\frac{9.6.12}{4.180.4}\right)\right.$$
$$\left.+\frac{6\,.\,3{,}1416\,.\,6^2}{4\,.\,12^2}\left(\frac{9}{4\,.\,0{,}813}\right)^2\cdot\frac{6}{4}-\frac{3{,}1416\,.\,12{,}5^2\,.\,261}{4\,.\,12^2}+\frac{6\,.\,3{,}1416\,.\,6^2\,.\,108}{4\,.\,12^2}+\frac{4\,.\,7000}{56{,}4}\right\}$$
$$=\frac{6\,.\,3{,}1416}{14{,}5\,.\,4\,.\,12^2}(204295+22579+5954+2482-40781+23328+91023)$$

Auf gleiche Art erhalten wir den Nenner des Ausdruckes für t, nämlich

$$\frac{3{,}1416.12{,}5^2}{4.12^2}\left(261-\frac{0{,}06.261.2.12}{12{,}5}+3\right)-\frac{6.3{,}1416.6^2}{4.12^2}\left(108+\frac{0{,}06.108.2.12}{6}\right)-\frac{10000\,.\,3}{7.56{,}4.60}$$
$$=\frac{3{,}1416}{4.12^2}(36552-28927-232)$$

Hiernach ergibt sich nun die Zeit, welche der Aufzug oder auch der Niedergang eines Kolbens erfordert $t=\sqrt{\dfrac{6\,.\,308880}{14{,}5.7393}}=4{,}16$ Sekunden; die Anzahl Hübe beträgt also in der Minute $7{,}2$, wogegen nach *Poda* $7\frac{1}{2}$ Hübe geschahen; es mag also das Schachtgestänge etwas leichter gewesen seyn.

Betrachten wir nun den zweiten Fall, wo dieselbe Wassersäulenmaschine $n=12$ Sätze, jeden von 18 Lachter $=108$ Fuss $=H$ zu betreiben hat. Da diess nur mit Annahme eines kleinern Durchmessers der Kolbenröhren der Saugsätze möglich ist, so wollen wir $D=4{,}5$ Zoll und wieder $d=\frac{2}{3}D=3$ Zoll, dann das Schachtgestänge doppelt so schwer oder $K=14000$ ℔ und $S=20000$ ℔ annehmen, die übrigen Dimensionen aber ungeändert lassen. Die Substituzion in unsere Formel gibt nun, wenn wieder mit $\dfrac{3{,}1416}{4.12^2}$ im Zähler und Nenner dividirt wird, $t=\sqrt{\dfrac{6(204295+25931+7108+2792-40781+26244+182046)}{14{,}5(36552-34642-464)}}$ $=10{,}8$ Sekunden, oder in einer Minute können $2{,}8$ Hübe oder Kolbenspiele Statt finden. Die Maschine arbeitet daher bei der doppelten Förderungshöhe mehr als 2 mal so langsam.

2$^{\text{tens}}$. Je grösser die Einfallshöhe des Aufschlagwassers ist, desto kleiner ist t. Wassersäulenmaschinen können also einen desto rascheren Gang annehmen, je höher das Aufschlagwasser einfällt. Um diess wieder in einem Beispiele zu zeigen, betrachten wir die zuerst angenommene Wassersäulenmaschine, wobei die Einfallshöhe $\mathfrak{H}=261$ Fuss und die Hubshöhe $n\,.\,H=6\,.\,108$ Fuss ist. Bleiben hier alle Dimensionen ungeändert, und wird bloss die Einfallshöhe doppelt so gross, oder $\mathfrak{H}=2\,.\,261$ Fuss, dann die Länge des Zuleitungs- und Abflussrohres $\mathfrak{L}+\mathfrak{l}=2\,.\,48$ Lachter $=576$ Fuss angenommen, so ist, wenn wieder in den obigen Ausdruck für t substituirt, und Zähler und Nenner mit $\dfrac{3{,}1416}{4\,.\,12^2}$ dividirt wird

$$t=\sqrt{\frac{6(408589+22579+5954+2482-81562+23328+91023)}{14{,}5(72635-28927-232)}}=2{,}1\text{ Sekunden; es}$$

werden also in einer Minute $14{,}3$ Hübe oder Kolbenspiele Statt finden. Dagegen macht dieselbe Maschine bei der einfachen Einfallshöhe von 261 Fuss nur $7{,}2$ Kolbenspiele in der Minute.

3^{tens}. Je grösser die Widerstände der Bewegung sind, desto grösser wird t. Eine jede Wassersäulenmaschine muss daher in der erstern Zeit ihres Betriebes, wo die Reibung etc. noch am grössten ist, einen langsamern Gang als in der spätern Zeit annehmen, wo die Maschinentheile sich schon gehörig abgeschliffen und geglättet haben.

4^{tens}. Unter diesen Widerständen ist der Einfluss von K oder von dem Gewichte des Schachtgestänges am grössten, wie sämmtliche berechnete Beispiele zeigen. Demnach soll das ganze Gestänge einer solchen Maschine nur jenes Gewicht haben, welches die Festigkeit unumgänglich fordert; eine jede Vermehrung dieses Gewichtes erschwert den Gang der Maschine, und macht, dass sie weit weniger Spiele in einer Minute verrichten kann.

§. 280.

Nunmehr lässt sich auch der Effekt der Maschine berechnen. Da nämlich bei jedem Hube bloss der oberste Satz die Wassermenge F.b ausschüttet, wenn auf den Verlust bei Ventilen inzwischen keine Rücksicht genommen wird, die andern Sätze aber nur einander wechselseitig das Wasser zuführen, so ist F.b der Effekt der Maschine für die Zeit eines Auf- und Niederganges, oder für die Zeit 2t. Wird sonach F.b mit 2t dividirt, so erhalten wir den Effekt für eine Sekunde =

$$\frac{1}{2}\sqrt{\frac{g.b.F^2\left\{\mathfrak{F}\left(\mathfrak{H}-\frac{\mu(\mathfrak{H}+\mathfrak{H}')}{\mathfrak{D}}+\frac{b}{2}\right)-n.F\left(H+\frac{\mu.(H+H')}{D}\right)-\frac{m.S.r}{s}\right\}}{(\mathfrak{L}+\mathfrak{l})\frac{\mathfrak{F}^2}{f}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{f.180\mathfrak{d}}\right)+n.F(H-a)\left(1+\frac{b}{180D}\right)+\frac{n.a.F^2}{f}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)+n.F\left(\frac{F}{0{,}813f}\right)^2\frac{b}{4}-\mathfrak{F}\mathfrak{H}+n.F.H+\frac{4K}{56{,}4}}}$$

In diesem Ausdrucke kann die Grösse $\frac{b}{2}$ im Zähler in der Addizion mit der weit grössern Einfallhöhe $\mathfrak{H}$ und eben so $\frac{m.S.r}{s}$ in der Subtrakzion gegen die andern Grössen vernachlässigt werden. Da der Zähler in jedem Falle eine positive Grösse seyn muss, so muss auch $\mathfrak{F}\left(\mathfrak{H}-\frac{\mu(\mathfrak{H}+\mathfrak{H}')}{\mathfrak{D}}\right)$ grösser als $n.F\left(H+\frac{\mu(H+H')}{D}\right)$, oder auch $1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}\left(1+\frac{\mathfrak{H}'}{\mathfrak{H}}\right)$ grösser als $\frac{F.n.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}\left\{1+\frac{\mu}{D}\left(1+\frac{H'}{H}\right)\right\}$ seyn.

Es bestimmt also dieser Ausdruck die Gränze, welche das Verhältniss des Kraftaufwandes $\mathfrak{F}.b.\mathfrak{H}$ zum Effekte F.b.n.H nicht erreichen, noch weniger aber überschreiten darf. Das Moment des Aufschlagwassers während einem Hube oder $\mathfrak{F}.b.\mathfrak{H}$ darf sich nämlich zum Momente des gehobenen Wassers während demselben Hube oder zu F.b.n.H nie wie $1+\frac{\mu}{D}\left(1+\frac{H'}{H}\right)$ zu $1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}\left(1+\frac{\mathfrak{H}'}{\mathfrak{H}}\right)$ verhalten, sondern es muss das dritte Glied, oder $1+\frac{\mu}{D}\left(1+\frac{H'}{H}\right)$ etwas kleiner seyn, als es aus der geometrischen Proporzion dieser vier Grössen folgen würde. Hierin finden wir einen Anhaltspunkt zur Beurtheilung der Hauptdimensionen einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine, wodurch mehrere übereinander steehnde Kunstsätze betrieben werden.

§. 281.

Bei der einfach wirkenden Wassersäulenmaschine im *Leopoldi*-Schachte, welche der Oberkunstmeister *Hell* im Jahre 1749 auf dem *Piber*-Erbstollen erbaute, war die senkrechte Einflussröhre 44 Lachter $= 264$ Fuss hoch, der Kolbenhub war $b = 6$ Fuss, demnach $\mathfrak{H} = 261$ Fuss. Der Durchmesser des Treibzylinders war $\mathfrak{D} = 12{,}5$ Zoll, die Höhe auf welche das Grubenwasser mittelst 6 Sätzen vom Sumpfe des fünften *Sargozi*-Laufes bis zum *Piber*-Erbstollen gehoben wurde, war $n.H = 105$ Lachter $= 630$ Fuss, endlich der Durchmesser der Kolbenröhren der Kunstsätze $D = 6$ Zoll. Da die Kolben bei den alten Wassersäulenmaschinen zu Folge der von *Poda* gegebenen Beschreibung bei ihrem Auf- und Niedergange einen beinahe gleichen Reibungswiderstand verursachten, so können wir $H = H'$ und $\mathfrak{H} = \mathfrak{H}'$, dann $\mu = 0{,}06$ setzen. Die obigen vier Grössen in eine Proporzion gebracht, geben sonach $12{,}5^2.6.261 : 6^2.6.630 = 1 + \frac{0{,}06.2.12}{6} : 1 - \frac{0{,}06.2.12}{12{,}5}$. Das Produkt der äussern zwei Glieder gibt nach Vornahme einiger Abkürzungen 80185, das Produkt der innern zwei Glieder aber nur 62496; es ist daher wirklich das dritte Glied etwas kleiner, als es aus der geometrischen Proporzion der vier Grössen folgen würde.

Bei der im Jahre 1754 von *Hell* erbauten einfach wirkenden Wassersäulenmaschine im *Amalia*-Schachte hatte der Durchmesser des Treibzylinders 6,5 Zoll $= \mathfrak{D}$, die senkrechten Einflussröhren waren 40 Lachter $= 240$ Fuss hoch, der Kolbenhub betrug aber $b = 4\frac{1}{4}$ Fuss; demnach ist $\mathfrak{H} = 237\frac{7}{8}$ Fuss. Die Kolbenröhren der Saugsätze hatten 6 Zoll $= D$ im Durchmesser und die Förderungshöhe des Grubenwassers vom dritten bis zum mittlern Laufe des *Amalia*-Schachtes war 24 Lachter $= 144$ Fuss $= n.H$. Werden diese Werthe substituirt, und die obigen 4 Grössen wieder in eine Proporzion gebracht, so ist: $6{,}5^2.6.237\frac{7}{8} : 6^2.6.144 = 1 + \frac{0{,}06.2.12}{6} : 1 - \frac{0{,}06.2.12}{6{,}5}$. Das Produkt der äussern Glieder gibt hier 6258967 und jenes der innern Glieder 5142528; es wird also wieder die im vorigen §. aufgestellte Bedingniss erfüllt.

Bei der einfach wirkenden Wassersäulenmaschine, welche *Hell* im Jahre 1766 im *Leopoldi*-Schachte auf dem *Pirochs*-Laufe erbaute, war der Durchmesser des Treibzylinders $\mathfrak{D} = 13$ Zoll, die senkrechten Einflussröhren 51,5 Lachter $= 309$ Fuss hoch, der Kolbenhub $b = 6$ Fuss, sonach $\mathfrak{H} = 306$ Fuss. Der Durchmesser der Kolbenröhren der Kunstsätze war $D = 10$ Zoll, endlich die Hubshöhe des Grubenwassers von dem 5ten *Sargozi*-Lauf bis zum *Kaiser Franz* Erbstollen $= 46$ Lachter $= 276$ Fuss $= n.H$. Diese Werthe geben wieder $13^2.6.306 : 10^2.6.276 = 1 + \frac{0{,}06.2.12}{10} : 1 - \frac{0{,}06.2.12}{13}$. Das Produkt der äussern Glieder ist 191607, jenes der innern Glieder 131560, wie bei den vorigen Maschinen. Hieraus sehen wir, dass bei den von *Hell* erbauten einfach wirkenden Wassersäulenmaschinen allerdings jene Bedingniss beobachtet wurde, welche sich aus der theoretischen Betrachtung dieses Gegenstandes nach dem vorigen §. ergibt. Hiemit sind jedoch nur die Gränzen bestimmt, welche nicht überschritten werden durften; ob aber die angenommenen Dimensionen wirklich zweckmässig gewählt worden seyen, wird die Rechnung §. 283 zeigen.

§. 282.

Der §. 280 berechnete Effekt der Saugsätze, welche durch eine einfach wirkende Wassersäulenmaschine betrieben werden, wird zu Null, wenn der Zähler des hiefür gefundenen Ausdruckes zu Null wird. Diess findet sowohl für $F = 0$, als auch für den Fall Statt, wenn $F = \frac{\mathfrak{F} \cdot \mathfrak{H}}{n \cdot H} \left\{ \frac{1 - \frac{\mu}{\mathfrak{D}}\left(1 + \frac{\mathfrak{H}'}{\mathfrak{H}}\right)}{1 + \frac{\mu}{D}\left(1 + \frac{H'}{H}\right)} \right\}$, welches wir $= A$ setzen wollen. Hieraus ist ersichtlich, dass der vortheilhafteste Werth für F zwischen 0 und A liegen müsse. Wird die Grösse A in den Zähler des Ausdruckes §. 280 für den Effekt substituirt, und die im Nenner vorkommenden Ausdrücke für die Widerstände zur Vereinfachung der Rechnung als konstant angenommen, so sieht man, dass für den vortheilhaftesten Fall das Produkt $F^2 (A - F)$ ein Maximum werden müsse.

F	$F^2 (A - F)$
0	$0\,(A - 0) = 0$
$\frac{1}{6} A$	$\frac{1}{36} A^2 (A - \frac{1}{6} A) = \frac{5}{216} A^3$
$\frac{2}{6} A$	$\frac{4}{36} A^2 (A - \frac{2}{6} A) = \frac{16}{216} A^3$
$\frac{3}{6} A$	$\frac{9}{36} A^2 (A - \frac{3}{6} A) = \frac{27}{216} A^3$
$\frac{4}{6} A$	$\frac{16}{36} A^2 (A - \frac{4}{6} A) = \frac{32}{216} A^3$
$\frac{5}{6} A$	$\frac{25}{36} A^2 (A - \frac{5}{6} A) = \frac{25}{216} A^3$
A	$A^2 (A - A) = 0$

Werden hier verschiedene Werthe für F angenommen, so zeigt sich, dass der grösste Effekt dann Statt findet, wenn $F = \frac{2}{3} A = \frac{2 \mathfrak{F} \cdot \mathfrak{H}}{3 n \cdot H} \left\{ \frac{1 - \frac{\mu}{\mathfrak{D}}\left(1 + \frac{\mathfrak{H}'}{\mathfrak{H}}\right)}{1 + \frac{\mu}{D}\left(1 + \frac{H'}{H}\right)} \right\}$ ist.

Werden statt den Flächen die Verhältnisse der Durchmesser angenommen, und dann der Werth von D berechnet, so folgt

$$D = \sqrt{\frac{2 \mathfrak{D}^2 \cdot \mathfrak{H}}{3 n \cdot H} \left\{ 1 - \frac{\mu}{\mathfrak{D}}\left(1 + \frac{\mathfrak{H}'}{\mathfrak{H}}\right) \right\} + \left\{ \frac{\mu}{2}\left(1 + \frac{H'}{H}\right) \right\}^2} - \frac{\mu}{2}\left(1 + \frac{H'}{H}\right).$$

Diess ist nun die vortheilhafteste Grösse des Durchmessers der Kolbenröhren der Saugsätze, welche durch eine einfach wirkende Wassersäulenmaschine betrieben werden.

§. 283.

Wir wollen nun die Grösse dieses Durchmessers für die von *Hell* erbauten einfach wirkenden drei Wassersäulenmaschinen, die wir schon §. 281 näher betrachteten, berechnen.

Für die Wassersäulenmaschine im *Leopoldi*-Schachte auf dem *Piber*-Erbstollen finden wir den vortheilhaftesten Durchmesser der Kolbenröhren der Saugsätze bei Annahme derselben Dimensionen wie Seite 393,

$$D = \sqrt{\frac{2 \cdot 12{,}5^2 \cdot 261}{3 \cdot 12^2 \cdot 630}\left(1 - \frac{0{,}06 \cdot 2 \cdot 12}{12{,}5}\right) + 0{,}06^2} - 0{,}06 = 0{,}458 \text{ Fuss} = 5{,}50 \text{ Zoll},$$

wogegen *Hell* $D = 6$ Zoll annahm.

Für die Wassersäulenmaschine im *Amalia*-Schachte erhalten wir auf gleiche Art $D = \sqrt{\frac{2 \cdot 6{,}5^2 \cdot 237\frac{7}{8}}{3 \cdot 12^2 \cdot 144}\left(1 - \frac{0{,}06 \cdot 2 \cdot 12}{6{,}5}\right) + 0{,}06^2} - 0{,}06 = 0{,}445$ Fuss $= 5{,}34$ Zoll, wogegen *Hell* $D = 6$ Zoll annahm.

Endlich erhalten wir für die Wassersäulenmaschine im *Leopoldi*-Schachte auf dem *Pirochs*-Laufe $D = \sqrt{\frac{2 \cdot 13^2 \cdot 306}{3 \cdot 12^2 \cdot 276}\left(1 - \frac{0{,}06 \cdot 2 \cdot 12}{13}\right) + 0{,}06^2} - 0{,}06 = 0{,}820$ Fuss $= 9{,}84$ Zoll, wogegen *Hell* $D = 10$ Zoll annahm.

Um zu zeigen, wie viel die elementare Berechnung von D von jenem Werthe abweicht, welcher sich für den vortheilhaftesten Durchmesser der Kolbenröhren der Saugsätze aus der unter dem Texte *) abgeleiteten genauern Formel

---

*) Wird in der für den Effekt gefundenen Gleichung in den Gliedern, worinn die Kolbenreibung vorkommt, $\mathfrak{H}' = \mathfrak{H}$ und $H' = H$ gesetzt, dann Zähler und Nenner mit $\mathfrak{F}.\mathfrak{H}$ dividirt, so ist der Effekt $=$

$$\frac{F.b}{2}\sqrt{\frac{1-\frac{2\mu}{\mathfrak{D}}-\frac{n.F.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}\left(1+\frac{2\mu}{D}\right)}{\frac{b}{g}\left\{\left(\frac{\mathfrak{L}+\mathfrak{l}}{\mathfrak{H}}\right)\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)+\frac{n.F}{\mathfrak{F}}\left(\frac{H-a}{\mathfrak{H}}\right)\left(1+\frac{b}{180D}\right)+\frac{n.F.a.F}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}.f}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)+\frac{n.F.b}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}.4}\left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2-1+\frac{n.F.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}+\frac{4K}{56{,}4\,\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}\right\}}}$$

Setzt man zur Vereinfachung dieses Ausdruckes $\frac{n.F.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}} = x$, $1-\frac{2\mu}{\mathfrak{D}} = \gamma$, dann $1+\frac{2\mu}{D} = \lambda$, ferner $\left(\frac{\mathfrak{L}+\mathfrak{l}}{\mathfrak{H}}\right)\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)+\frac{4K}{56{,}4\,\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}-1 = \mu$, endlich $\left(1-\frac{a}{H}\right)\left(1+\frac{b}{180D}\right)+\frac{a.F}{H.f}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)+\frac{b}{4H}\left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2+1 = \varrho$, so ist der Effekt $=$ $\frac{F.b}{2}\sqrt{\frac{g}{b}\left(\frac{\gamma-\lambda.x}{\mu+\varrho.x}\right)}$. Multiplizirt man Zähler und Nenner mit $\mathfrak{F}.\mathfrak{H}.n.H$, und setzt statt $\frac{n.F.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}$ die gleiche Grösse x, so folgt der Effekt $= \left(\frac{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}.\sqrt{b.g}}{2n.H}\right)x\sqrt{\frac{\gamma-\lambda.x}{\mu+\varrho.x}}$. Da die Grössen, welche in der Klammer erscheinen, als gegeben angenommen werden, so muss für den grössten Effekt bloss $x\sqrt{\frac{\gamma-\lambda.x}{\mu+\varrho.x}}$ oder $\log x + \frac{1}{2}\log(\gamma-\lambda.x) - \frac{1}{2}\log(\mu+\varrho.x)$ ein Maximum werden. Diess findet Statt, wenn $\frac{1}{x} - \frac{\frac{1}{2}\lambda}{\gamma-\lambda.x} - \frac{\frac{1}{2}\varrho}{\mu+\varrho.x} = 0$ ist. Durch weitere Entwickelung ergibt sich $\gamma.\mu + \frac{1}{2}\gamma.\varrho.x - \frac{3}{2}\lambda.\mu.x - \lambda.\varrho.x^2 = 0$. Da nun die Grösse γ kleiner als λ, und ϱ kleiner als μ ist, so haben wir beinahe $\gamma.\mu = \frac{3}{2}\lambda.\mu.x$, woraus der Annäherungswerth $x = \frac{2\gamma}{3.\lambda}$ folgt. Diesen Werth können wir nun abermals in unserer Gleichung statt einem x substituiren, um auf diese Art eine Gleichung des ersten Grades zu erhalten; diese ist nämlich $\gamma.\mu + \frac{1}{2}\gamma.\varrho.x - \frac{3}{2}\lambda.\mu.x - \frac{2}{3}\gamma.\varrho.x = 0$, woraus $x = \frac{6\gamma}{9\lambda + \frac{\gamma.\varrho}{\mu}}$ folgt.

Werden nun wieder die frühern Bezeichnungen angenommen, so erhalten wir die Gleichung

$$\frac{F.n.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}} = \frac{6\left(1-\frac{2\mu}{\mathfrak{D}}\right)}{9\left(1+\frac{2\mu}{D}\right)+\left(1-\frac{2\mu}{\mathfrak{D}}\right)\left\{\frac{\left(1-\frac{a}{H}\right)\left(1+\frac{b}{180D}\right)+\frac{a.F}{H.f}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)+\left(\frac{F}{0{,}813\,f}\right)^2\frac{b}{4H}+1}{\left(\frac{\mathfrak{L}+\mathfrak{l}}{\mathfrak{H}}\right)\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\cdot\frac{b}{180\mathfrak{d}}\right)+\frac{4K}{56{,}4\,\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}-1}\right\}}$$

Aus dieser Gleichung lässt sich nunmehr der genaue Werth für den Durchmesser D der Kolbenröhren der Sätze berechnen. Da aber in diesem Ausdrucke die Grösse D auf beiden Seiten erscheint, und die direkte Auflösung der Gleichung eine sehr zusammengesetzte Formel geben würde, so kann man vorerst den Werth von D aus der Annäherungsgleichung $x = \frac{2\gamma}{3\lambda}$, oder $\frac{F.n.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}} = \frac{2\left(1-\frac{2\mu}{\mathfrak{D}}\right)}{3\left(1+\frac{2\mu}{D}\right)}$ welche ober dem Texte abgeleitet erscheint, bestimmen, und denselben in jenen Gliedern, welche ergibt, wollen wir D für die erste Wassersäulenmaschine im *Leopoldi*-Schachte auf dem *Piber*-Erbstollen nochmals bestimmen. Zu diesem Behufe setzen wir in den Ausdrücken für die Widerstände $D = 0{,}458$ Fuss und substituiren alle andern Werthe in die gefundene Formel für $\frac{n \cdot F \cdot H}{\mathfrak{F} \cdot \mathfrak{H}}$. Wir erhalten sonach

$$\frac{D^2 \cdot 12^2 \cdot 6 \cdot 108}{12{,}5^2 \cdot 261} = \frac{6\left(1-\frac{2 \cdot 0{,}06 \cdot 12}{12{,}5}\right)}{9\left(1+\frac{2 \cdot 0{,}06}{0{,}458}\right)+\left(1-\frac{2 \cdot 0{,}06 \cdot 12}{12{,}5}\right)\left\{\frac{\left(1-\frac{10}{108}\right)\left(1+\frac{6}{180 \cdot 0{,}458}\right)+\frac{10 \cdot 9}{108 \cdot 4}\left(1+\frac{9 \cdot 6 \cdot 3}{4 \cdot 180 \cdot 2 \cdot 0{,}458}\right)+\left(\frac{9}{0{,}813 \cdot 4}\right)^2 \frac{6}{4 \cdot 108}+1}{\frac{288 \cdot 12{,}5^2}{261 \cdot 6{,}5^2}\left(1+\frac{12{,}5^2 \cdot 6 \cdot 12}{6{,}5^2 \cdot 180 \cdot 6{,}5}\right)+\frac{4 \cdot 7000 \cdot 4 \cdot 12^2}{56{,}4 \cdot 3{,}1416 \cdot 12{,}5^2 \cdot 261}-1}\right\}}$$

oder $\frac{41472\,D^2}{18125} = \frac{5{,}3088}{11{,}3581 + 0{,}8848\left(\frac{0{,}9734 + 0{,}2595 + 0{,}1064 + 1}{5{,}0095 + 2{,}2320 - 1}\right)} = \frac{33{,}1349}{72{,}9614}$, woraus nunmehr $D = 0{,}446$ Fuss folgt. Da dieser Werth von dem durch Annäherung gefundenen $D = 0{,}458$ Fuss um etwas abweicht, so wollen wir $D = 0{,}446$ Fuss nochmals in der grossen Formel unter dem Texte, und zwar abermals nur in den Grössen, welche die Widerstände ausdrücken, substituiren, und so neuerdings D berechnen. Wir erhalten sonach

$$\frac{41472\,D^2}{18125} = \frac{5{,}3088}{11{,}4215 + 0{,}8848\left(\frac{0{,}9752 + 0{,}2609 + 0{,}1064 + 1}{5{,}0095 + 2{,}2320 - 1}\right)} = \frac{33{,}1349}{73{,}3599}.$$

Hieraus ergibt sich $D = 0{,}444$ Fuss, welchen Werth wir für den vortheilhaftesten Durchmesser beibehalten können, da er von dem aus der ersten Rechnung gefundenen $D = 0{,}446$ Fuss sehr wenig abweicht.

§. 284.

Der Effekt, oder das in einer Sekunde von der Wassersäulenmaschine gehobene Wasser ergibt sich nunmehr durch Substituzion des gefundenen Werthes von D in die §. 280 aufgestellte Gleichung. Wird zuerst der nach der elementaren Rechnung gefundene Werth $D = 0{,}458$ Fuss angenommen, so erhalten wir den Zähler des Ausdruckes für den Effekt innerhalb des Wurzelzeichens, wenn $\mathfrak{H} = \mathfrak{H}'$, $H = H'$ gesetzt, dann $+\frac{b}{2}$ und $-\frac{2m \cdot S \cdot r}{s}$ gegen die übrigen Grössen vernachlässigt wird

$$\frac{14{,}5 \cdot 6 \cdot 3{,}1416^2 \cdot 0{,}458^4}{4^2} \cdot \left\{\frac{3{,}1416 \cdot 12{,}5^2 \cdot 261}{4 \cdot 12^2}\left(1-\frac{2 \cdot 0{,}06 \cdot 12}{12{,}5}\right) - \frac{6 \cdot 3{,}1416 \cdot 0{,}458^2 \cdot 108}{4}\left(1+\frac{2 \cdot 0{,}06}{0{,}458}\right)\right\}.$$

Auf gleiche Art folgt der Nenner innerhalb des Wurzelzeichens

$$\frac{3{,}1416 \cdot 12{,}5^2 \cdot 288 \cdot 12{,}5^2}{4 \cdot 12^2 \cdot 6{,}5^2}\left(1+\frac{12{,}5^2 \cdot 6 \cdot 12}{6{,}5^2 \cdot 180 \cdot 6{,}5}\right) + \frac{6 \cdot 3{,}1416 \cdot 0{,}458^2}{4}(108-10)\left(1+\frac{6}{180 \cdot 0{,}458}\right)$$

$$+\frac{6 \cdot 3{,}1416 \cdot 0{,}458^2 \cdot 10 \cdot 9}{4 \cdot 4}\left(1+\frac{9 \cdot 6 \cdot 3}{4 \cdot 180 \cdot 2 \cdot 0{,}458}\right) + \frac{6 \cdot 3{,}1416 \cdot 0{,}458^2}{4}\left(\frac{9}{0{,}813 \cdot 4}\right)^2 \frac{6}{4} - \frac{3{,}1416 \cdot 12{,}5^2 \cdot 261}{4 \cdot 12^2} + \frac{6 \cdot 3{,}1416 \cdot 0{,}458^2 \cdot 108}{4} + \frac{4 \cdot 7000}{56{,}4}.$$

Wird jetzt Zähler und Nenner mit $\frac{3{,}1416}{4}$ dividirt, so ergibt sich der Effekt =

---

die Widerstände der Bewegung ausdrücken, substituiren. Auf solche Art erhält man den Werth von $\frac{F \cdot n \cdot H}{\mathfrak{F} \cdot \mathfrak{H}}$ und daher auch D. Würde der so gefundene Werth abermals in die grosse Gleichung substituirt und $\frac{F \cdot n \cdot H}{\mathfrak{F} \cdot \mathfrak{H}}$ neu berechnet, so gibt diess einen genauern Werth von D.

$$\frac{1}{2}\sqrt{\frac{2{,}361\,(250{,}578 - 171{,}541)}{1418{,}712 + 132{,}318 + 35{,}274 + 14{,}460 - 283{,}203 + 135{,}927 + 632{,}103}} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{2{,}361 \cdot 79{,}037}{2085{,}591}} = 0{,}1496$$

Kubikfuss. Auf gleiche Art erhalten wir durch Substituzion aller Werthe die Zeit eines Kolbenhubes, welche der Zeit eines Niederganges des Kolbens gleichkommt

$t = \sqrt{\frac{6 \cdot 2085{,}591}{14{,}5 \cdot 79{,}037}} = 3{,}30$ Sekunden, und die Anzahl Kolbenspiele in der Minute $= 9{,}1$.

Dagegen war bei der von *Hell* erbauten Maschine im *Leopoldi*-Schachte auf dem *Piber*-Erbstollen nach den Angaben von *Poda* der Durchmesser des Kolbenrohres der Saugsätze $D = \frac{1}{2}$ Fuss und die Hubszeit $t = 4$ Sekunden, demnach der Effekt bei einem Hube von 6 Fuss Höhe $= \frac{3{,}1416 \cdot 6}{4 \cdot 2^2 \cdot 8} = 0{,}1473$ Kubikfuss in der Sekunde. Die Maschine lieferte also wegen ihrem langsamern Gange weniger Wasser in der Sekunde, als selbe bei Annahme des berechneten kleineren Durchmessers $D = 0{,}458$ Fuss geliefert hätte.

Wir wollen nunmehr den Effekt der Wassersäulenmaschine noch für die Annahme des Durchmessers $D = 0{,}444$ Fuss berechnen, welcher sich aus der nach der höhern Rechnung Seite 396 abgeleiteten Gleichung ergab. Wird nämlich dieser Werth in die §. 280 aufgestellte Formel auf gleiche Art wie früher substituirt, so erhalten wir den Effekt in einer Sekunde =

$$\frac{1}{2}\sqrt{\frac{2{,}086\,(250{,}578 - 162{,}278)}{1418{,}712 + 124{,}618 + 33{,}357 + 13{,}589 - 283{,}203 + 127{,}744 + 632{,}103}} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{2{,}086 \cdot 88{,}308}{2066{,}920}} = 0{,}1493$$

Kubikfuss. Die Zeit eines Kolbenhubes ergibt sich nunmehr $t = \sqrt{\frac{6 \cdot 2066{,}920}{14{,}5 \cdot 88{,}308}} = 3{,}11$ Sekunden, und die Anzahl Kolbenspiele in der Minute $= 9{,}6$.

Vergleicht man den Effekt von 0,1493 Kubikfuss, mit dem oben gefundenen von 0,1496 Kubikfuss, so sieht man, dass diese Werthe ganz unbedeutend von einander abweichen, welches bloss in der numerischen Ausrechnung liegt. Man kann sich demnach in jedem praktischen Falle zur Bestimmung des vortheilhaftesten Durchmessers D der einfachen Gleichung Seite 394 bedienen.

§. 285.

Ueber die vorstehende Berechnung des Durchmessers D der Kolbenröhren der Saugsätze ist zu bemerken, dass selbe sich auf die Bestimmung des grössten Effektes gründet, welcher bei einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine ohne Rücksicht auf das verwendete Aufschlagwasser eintritt. Diess ergibt sich aus der Betrachtung der Rechnungen §. 282 und §. 283, wo der grösste Effekt an und für sich bestimmt, und die Einfallshöhe $\mathfrak{H}$, der Durchmesser $\mathfrak{D}$ des Treibzylinders, dann die Hubshöhe n.H als konstant angenommen wurden. Findet also eine hinreichende Menge Aufschlagwasser Statt, so ist der Durchmesser D nach der angeführten Rechnung zu bestimmen.

In vielen Fällen ist man jedoch in der Verwendung des Aufschlagwassers beschränkt, und es handelt sich um die Angabe einer Maschine, wobei das vortheilhafteste Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte eintritt. Für einen solchen Fall ist es besser den Durchmesser D der Kolbenröhren der Saugsätze zu vergrössern. Nimmt man nämlich $D = 0{,}56$

Fuss an, so ergibt sich der Effekt oder die gehobene Wassermenge in einer Sekunde =

$$\frac{1}{2}\sqrt{\frac{5{,}278\,(250{,}578 - 246{,}758)}{1418{,}712 + 195{,}373 + 50{,}841 + 21{,}617 - 283{,}203 + 203{,}213 + 632{,}103}} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{5{,}278\,.\,3{,}820}{2238{,}656}} = 0{,}0475$$

Kubikfuss, und für denselben Fall folgt die Zeit eines Kolbenhubes $t = 15{,}57$ Sekunden, demnach die Anzahl Hübe in einer Minute $= 1{,}9$.

Wird dagegen der Durchmesser $D = 0{,}33$ Fuss angenommen, so ist der Effekt in einer Sekunde =

$$\frac{1}{2}\sqrt{\frac{0{,}636\,(250{,}578 - 96{,}228)}{1418{,}712 + 70{,}501 + 19{,}713 + 7{,}507 - 283{,}203 + 70{,}567 + 632{,}103}} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{0{,}636\,.\,154{,}350}{1935{,}900}} = 0{,}1126$$

Kubikfuss, und für diesen Fall die Zeit eines Kolbenhubes $t = 2{,}28$ Sekunden, demnach die Anzahl Hübe in einer Minute $= 13{,}2$.

In einem jeden dieser Fälle ist die in der Sekunde verwendete Aufschlagswassermenge $= \frac{3{,}1416\,.\,12{,}5^2\,.\,6}{4\,.\,12^2\,.\,2t} = \frac{2{,}5566}{t}$ Kubikfuss. Bei der *Hell'*schen Maschine war $t = 4$ Sekunden, demnach das Aufschlagwasser in der Sekunde $= 0{,}6392$ Kubikfuss; bei der von uns berechneten Maschine, wo $D = 0{,}458$ Fuss, war $t = 3{,}30$ Sekunden, demnach ist das Aufschlagwasser in der Sekunde $= 0{,}7747$ Kubikfuss. Wenn ferner $D = 0{,}56$ Fuss, so ist $t = 15{,}57$ Sekunden und das Aufschlagwasser $= 0{,}1642$ Kubikfuss, und wenn endlich $D = 0{,}33$ Fuss und $t = 2{,}28$ Sekunden, so ergibt sich die in der Sekunde verwendete Aufschlagswassermenge $= 1{,}1213$ Kubikfuss. Werden alle diese Werthe zusammengestellt, und das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte berechnet, so erhalten wir folgende Tabelle.

Durchmesser der Kolbenröhren der Saugsätze. D	Zeit eines		Anzahl der Kolbenspiele in 1 Minute $\frac{60}{2t}$	Verwendetes Aufschlagwasser in 1 Sekunde $\mathfrak{M}$	Gehobenes Grubenwasser oder Effekt in 1 Sekunde M	Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte $\mathfrak{M}\,.\,\mathfrak{H} : M\,.\,n\,.\,H$
	Kolbenhubes t	Kolbenspieles 2t				
	Sekunden.					
0,33 Fuss	2,28	4,56	13,2	1,1213 Kubikfuss	0,1126 Kubikfuss	100 : 24,9
0,458 „	3,30	6,60	9,1	0,7747 „	0,1496 „	100 : 47,9
0,50 „	4,00	8,00	7,5	0,6392 „	0,1473 „	100 : 57,2
0,56 „	15,57	31,14	1,9	0,1642 „	0,0475 „	100 : 71,8

Diese Tabelle zeigt uns, dass mit Rücksicht auf den Kraftaufwand die Maschine um so besser sey, je grösser der Durchmesser der Kolbenröhren der Saugsätze angenommen wird. Wollte man aber in dem gegebenen Falle noch weiter gehen, und $D = 0{,}565$ Fuss annehmen, so wird der Zähler in dem Ausdrucke für den Effekt $= 0$, oder die Maschine bleibt stehen, da sie von der vorhandenen Kraft nicht gewältigt werden kann. Eine Maschine mit sehr weiten Kolbenröhren der Saugsätze wird überhaupt, wie die Tabelle zeigt, einen äusserst langsamen Gang annehmen, demnach auch nur eine unbedeutende Wassermenge in der Sekunde fördern. Wird im Gegentheile der Durchmesser D klein angenommen, so nimmt die Maschine zwar einen raschern Gang an, die in einer Sekunde gehobene Wassermenge ist aber ebenfalls gering. Wollte man also doch eine grössere Wassermenge heben, so kann diess bei Beobachtung des vortheilhaften Verhältnisses des Kraftaufwandes zum Effekte nur durch Vergrösserung sämmtlicher Dimensionen der Maschine oder durch Erbauung einer zweiten Maschine geschehen. Die Lokalverhältnisse müssen nun für eine oder die andere Annahme entscheiden.

Uebrigens sehen wir aus der vorigen Tabelle, dass bei dem grössten Effekte, welchen die Maschine an und für sich liefert, das Verhältniss des Kraftaufwandes zu diesem Effekte $= 100 : 47{,}9$ eintritt. Hinsichtlich dieses Verhältnisses ist überhaupt zu bemerken, dass wir, wenn alle Widerstände $= 0$ gesetzt werden, nach der Seite 395 unter dem Texte gefundenen Formel $\frac{F.n.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}} = \frac{2}{3}$ oder $\mathfrak{F}.\mathfrak{H} : F.n.H = 3 : 2$ erhalten. Ohne Rücksicht auf Widerstände ist also bei jeder einfach wirkenden Wassersäulenmaschine der grösste Effekt, welchen die Maschine zu bewirken vermag, um ein Drittel kleiner, als der Kraftaufwand. Da aber die Widerstände in jener Gleichung den Zähler vermindern und den Nenner vergrössern, so wird der Werth von $\frac{F.n.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}$ immer kleiner als $\frac{2}{3}$, oder bei jeder einfach wirkenden Wassersäulenmaschine, welche in einer Sekunde die grösste Wassermenge fördern soll, ist der Effekt kleiner als zwei Drittel des Kraftaufwandes, indem die Widerstände mehr als ein Drittel vom Kraftaufwande benöthigen.

§. 286.

Die zweite Gattung Wassersäulenmaschinen, welche häufiger angewendet werden, sind die doppelt wirkenden; dieselben bestehen gewöhnlich, wie wir es bei der Maschine in *Kreuth* gesehen haben, aus zwei Treibzylindern, in welche das Einfallwasser abwechselnd eingelassen und dadurch der Treibkolben in Bewegung gesetzt wird. Beide Kolben sind mitsammen durch einen Hebel (*Balancier*) oder einen Quadranten verbunden. Manchmal hat eine solche doppelt wirkende Maschine auch nur einen Treibzylinder, in welchen das Aufschlagwasser abwechselnd oben und unten eingelassen wird, und so den Treibkolben herab- oder hinauf drückt. Die Kolbenstange geht in diesem Falle durch eine an der obern Fläche des Zylinders angebrachte Stopfbüchse. Auf solche Art übt eine doppelt wirkende Wassersäulenmaschine fortwährend eine gleiche Kraft aus; es erfolgt daher, wenn sie mit einem Druckwerke oder mit Saugsätzen nach Art der §. 219 beschriebenen verbunden ist, eine fortwährende Bewegung im Steigrohre und daher ein ununterbrochener Ausfluss des Wassers; betreibt aber eine solche Maschine eine Anzahl übereinanderstehender Kunstsätze, so sind selbe in zwei Theile getheilt, und es giesst immer die eine Hälfte aus, während die andere Hälfte ansaugt; die Förderung des Grubenwassers geht demnach auch ununterbrochen vor sich.

Da wir bei der Theorie der einfach wirkenden Wassersäulenmaschine angenommen haben, dass hiedurch mehrere Kunstsätze betrieben werden, so wollen wir gegenwärtig den Fall behandeln, wo mit einer doppelt wirkenden Wassersäulenmaschine ein vereinigtes Saug- und Druckwerk betrieben wird, welches das Wasser einer gemeinschaftlichen Steigröhre zuführt; wir wollen hiebei zuerst eine solche Maschine mit einem doppelt wirkenden Treibzylinder annehmen. Es sey demnach die senkrechte Höhe des Einfallwassers vom Wasserspiegel im Behälter bis zur Mitte des Kolbenhubes $= \mathfrak{H}$, der Durchmesser des Einfallrohres $= \mathfrak{d}$, dessen Querschnittsfläche $= \mathfrak{f}$ und Länge $= \mathfrak{L}$. Der Durchmesser des Treibzylinders sey $= \mathfrak{D}$, dessen Querschnittsfläche $= \mathfrak{F}$, und die Hubshöhe des Kolbens $= b$, endlich die Länge des Ableitrohres, mittelst welchem das Wasser nach vollbrachtem Hube aus dem Treibzylinder wieder abfliesst $= \mathfrak{l}$; das Gegengewicht, welches zum Aufzuge der Kolbenstange mitwirkt, sey $= G$, und die Zeit eines Auf- oder Niederganges des Kolbens $= t$.

Für das mit dieser Maschine in Verbindung stehende vereinigte Saug- und Druckwerk setzen wir die Förderungshöhe $= H$, den Durchmesser des Stiefels $= D$ und dessen Querschnittsfläche $= F$, die Höhe des Saugrohres $= a$, dessen Durchmesser $= d$ und Querschnittsfläche $= f$; die Länge des Steigrohres $= \lambda$, dessen Durchmesser $= \delta$ und Querschnittfläche $= \varphi$.

Nach Seite 388 erhalten wir die Kraft, womit die Kolbenstange des Treibzylinders hinauf bewegt wird, wenn zugleich auf das Ableitrohr Rücksicht genommen wird, da das Wasser während der Treibkolben hinauf geht, ober demselben durch das Ableitrohr abfliessen muss, demnach in diesem Rohre in Bewegung gesetzt, und die Widerstände an seiner Röhrenwand überwältigt werden müssen $= 56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H} - \frac{\mu.\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}} - \frac{\mathfrak{L}.\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2} - \frac{\mathfrak{l}.\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\,D}\right)\right\}$. In diesem Ausdrucke erscheint die hydrostatische Druckhöhe mit $\mathfrak{H}$, während doch die Wasserhöhe $\frac{b}{2}$ über den Kolben steht, folglich mit gewältigt werden muss; geht jedoch der Kolben des Treibzylinders wieder herab, so hilft $\frac{b}{2}$ zum Ausflusse des unter dem Kolben befindlichen Wassers, wir können sonach $\mathfrak{H}$ als die mittlere hydrostatische Druckhöhe in Rechnung bringen. Da nun das Gegengewicht G dem Kolben während seinem Aufzuge zu Hilfe kommt, so erhalten wir die mittlere Kraft, womit die Kolbenstange in die Höhe geht

$$= 56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H} - \frac{\mu.\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}} - (\mathfrak{L} + \mathfrak{l})\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g\,t^2}\right\} + G.$$

Diese Kraft hat der Höhe h des atmosphärischen Drucks und der hydrostatischen Höhe $H - (a + e + \frac{1}{2}b)$ in dem Saug- und Druckwerke das Gleichgewicht zu halten, die Kolbenreibung $\frac{\mu.H}{D}$ zu überwältigen, das Wasser im Kolbenrohre in Bewegung zu setzen, und die bei dieser Bewegung vorkommenden Widerstände zu überwinden, wozu die Druckhöhe $(e + \frac{1}{2}b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g.t^2}$ erfordert wird, endlich auch das Wasser im Steigrohre in Bewegung zu setzen, und die Widerstände daselbst zu überwinden, wozu die Höhe $\frac{\lambda.F}{\varphi}\left(1 + \frac{F.b}{\varphi.180\,\delta}\right)\frac{b}{g.t^2}$ benöthigt wird. Dagegen kommt dieser Druckhöhe die wirksame Höhe des atmosphärischen Druckes, womit der Kolben von unten gedrückt wird, zu Hilfe. Diese Höhe wäre $= h - (a + e + \frac{1}{2}b)$; da jedoch das Wasser im Saugrohre abermals in Bewegung gesetzt und die hiebei vorkommenden Widerstände überwältigt werden müssen, so kommt noch $\frac{a.F}{f}\left(1 + \frac{F.b}{f.180\,d}\right)\frac{b}{g.t^2}$ abzuziehen.

Die auf den Kolben des Stiefels im Druckwerke wirkende Last ist sonach

$$= 56{,}4\,F\left\{H + \frac{\mu.H}{D} + (e + {}^1\!/_2 b)\left(1 + \frac{b}{180D}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{\lambda.F}{\varphi}\left(1 + \frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{a.F}{f}\left(1 + \frac{F.b}{f.180d}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\}.$$

Nebst dieser Last hat die Kraft auch noch beide Kolben und Kolbenstangen nebst dem ganzen Schachtgestänge K zu heben, und sowohl dieses Gewicht, als das Gegengewicht G in der Zeit eines Kolbenhubes t auf die Höhe b zu bewegen, wenn nämlich das Gegengewicht an einem gleicharmigen Hebelsarme angebracht ist; endlich ist auch noch die Reibung, welche die Zapfen des *Balancier* in ihren Lagern verursachen, zu überwinden. Nennen wir den gesammten Druck auf diese Lager $= S$, den Hebelsarm des *Balancier* $= s$ und den Halbmesser des Zapfens $= r$, so ist diese Reibung auf die Entfernung s, wo die Kolbenstange hängt, reduzirt $= \frac{m.r.S}{s}$. Wir erhalten sonach die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last bei dem Hinaufgehen des Kolbens

$$56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H} - \frac{\mu.\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}} - (\mathfrak{L} + \mathfrak{l})\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\} + G - K - (G + K)\frac{b}{g.t^2} - \frac{m.r.S}{s}$$

$$= 56{,}4\,F\left\{H + \frac{\mu.H}{D} + (e + {}^1\!/_2 b)\left(1 + \frac{b}{180D}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{\lambda.F}{\varphi}\left(1 + \frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{a.F}{f}\left(1 + \frac{F.b}{f.180d}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\} \text{ (I).}$$

Hierin erscheint noch nicht die Kraft, welche zum Betriebe der Steuerung erforderlich ist; diese Kraft hängt lediglich von der Beschaffenheit dieser Steuerung ab, und muss in jedem Falle besonders in Anschlag genommen werden.

Wird der Kolben des Treibzylinders bei dem Hinabgehen ebenfalls in der Mitte des Hubes betrachtet, so finden wieder dieselben Widerstände, wie bei dem Hinaufgehen des Kolbens statt; es hat jedoch die Kraft das Gegengewicht G zu heben, dem aber das Gewicht K des Gestänges zu Hilfe kommt. Wir erhalten sonach die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last bei dem Herabgehen des Kolbens

$$56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H} - \frac{\mu.\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}} - (\mathfrak{L} + \mathfrak{l})\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\} + K - G - (G + K)\frac{b}{g.t^2} - \frac{m.r.S}{s} =$$

$$56{,}4\,F\left\{H + \frac{\mu.H}{D} + (e + {}^1\!/_2 b)\left(1 + \frac{b}{180D}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{\lambda.F}{\varphi}\left(1 + \frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{a.F}{f}\left(1 + \frac{F.b}{f\,180d}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\}. \text{(II)}$$

Zieht man die Gleichung (II) von (I) ab, so ist $K - G = -K + G$ oder $K = G$; das Gegengewicht muss also eben so schwer als das Schachtgestänge seyn, zu dessen Ausgleichung es bloss bestimmt ist.

Wird dieser Werth $G = K$ substituirt, so ist die Gleichung, welche sowohl bei dem Auf- als Niedergange des Kolbens Statt findet

$$56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H} - \frac{\mu.\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}} - (\mathfrak{L} + \mathfrak{l})\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\} - \frac{2K.b}{g.t^2} - \frac{m.r.S}{s} =$$

$$56{,}4\,F\left\{H + \frac{\mu.H}{D} + (e + {}^1\!/_2 b)\left(1 + \frac{b}{180D}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{\lambda.F}{\varphi}\left(1 + \frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{a.F}{f}\left(1 + \frac{F.b}{f.180d}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\}.$$

Hieraus ergibt sich nun die Zeit eines Kolbenhubes, welche der Zeit eines Niederganges gleich kommt $t =$

$$\sqrt{\frac{\frac{b}{g}\left\{(\mathfrak{L}+\mathfrak{l})\frac{\mathfrak{F}^2}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)+\frac{\lambda.F^2}{\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)+\frac{a.F^2}{f}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)+F(e+\tfrac{1}{2}b)\left(1+\frac{b}{180D}\right)+\frac{2K}{56{,}4}\right\}}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}\left(1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}\right)-F.H\left(1+\frac{\mu}{D}\right)-\frac{m.S.r}{56{,}4.s}}}.$$

Da bei jedem Kolbenhube und auch während dem Niedergange des Kolbens Wasser gefördert wird, so ist der Effekt in einer Sekunde $=\frac{F.b}{t}=$

$$\sqrt{\frac{g.b.F^2\left\{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}\left(1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}\right)-F.H\left(1+\frac{\mu}{D}\right)-\frac{m.S.r}{56{,}4.s}\right\}}{(\mathfrak{L}+\mathfrak{l})\frac{\mathfrak{F}^2}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)+\frac{\lambda.F^2}{\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi\,180\delta}\right)+\frac{a.F^2}{f}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)+F(e+\tfrac{1}{2}b)\left(1+\frac{b}{180D}\right)+\frac{2K}{56{,}4}}}.$$

In dieser Gleichung kann die Grösse $\frac{m.S.r}{56{,}4.s}$ im Zähler gegen die andern weit bedeutendern Grössen vernachlässigt werden, wodurch wir einen ähnlichen Ausdruck, wie Seite 392 bei der einfach wirkenden Wassersäulenmaschine erhalten. Demnach muss auch bei der doppelt wirkenden Wassersäulenmaschine für den vortheilhaftesten Effekt

$F=\frac{2\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}{3H}\frac{\left(1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}\right)}{\left(1+\frac{\mu}{D}\right)}$ seyn. Hieraus folgt der vortheilhafteste Durchmesser des Stiefels im Saug- und Druckwerke $D=\sqrt{\frac{2\mathfrak{D}^2.\mathfrak{H}}{3H}\left(1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}\right)+\frac{\mu^2}{4}}-\frac{\mu}{2}.$

Wird ferner in dem Zähler des Ausdruckes für den Effekt, F . b ausser dem Wurzelzeichen gesetzt, und Zähler und Nenner durch $\mathfrak{F}.\mathfrak{H}$ dividirt, so ist dieser Effekt $=$

$$F.b\sqrt{\frac{1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}-\frac{F.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}\left(1+\frac{\mu}{D}\right)}{\frac{b}{g}\left\{\left(\frac{\mathfrak{L}+\mathfrak{l}}{\mathfrak{H}}\right)\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)+\frac{\lambda.F^2}{\varphi.\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}\left(1+\frac{F.b}{\varphi\,180\delta}\right)+\frac{a.F^2}{f.\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)+\frac{F}{\mathfrak{F}}\left(\frac{e+\frac{1}{2}b}{\mathfrak{H}}\right)\left(1+\frac{b}{180D}\right)+\frac{2K}{56{,}4\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}\right\}}}.$$

Da dieser Ausdruck jenem ganz ähnlich ist, welcher Seite 395 vorkommt, so können wir für die höhere Rechnung zur Bestimmung des grössten Effektes wieder

$1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}=\gamma$, $1+\frac{\mu}{D}=\lambda$, ferner $\frac{F.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}=x$, dann $\left(\frac{\mathfrak{L}+\mathfrak{l}}{\mathfrak{H}}\right)\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\,\mathfrak{d}}\right)+\frac{2K}{56{,}4\,\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}=\mu$, endlich $\frac{\lambda.F}{H.\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi.180\,\delta}\right)+\frac{a.F}{H.f}\left(1+\frac{F.b}{f.180\,d}\right)+\left(\frac{e+\frac{1}{2}b}{H}\right)\left(1+\frac{b}{180\,D}\right)=\varrho$ setzen.

Hiernach ist der Effekt in einer Sekunde $=F.b\sqrt{\frac{g(\gamma-\lambda.x)}{b(\mu+\varrho.x)}}$ und derselbe wird, so wie Seite 395 am grössten, wenn $x=\frac{6\gamma}{9\lambda+\frac{\gamma.\varrho}{\mu}}$ ist. Substituiren wir wieder die Werthe, so ergibt sich für den vortheilhaftesten Effekt die Gleichung

$$\frac{F.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}=\frac{6\left(1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}\right)}{9\left(1+\frac{\mu}{D}\right)+\left(1-\frac{\mu}{\mathfrak{D}}\right)\left\{\frac{\frac{\lambda.F}{H.\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)+\frac{a.F}{H.f}\left(1+\frac{F.b}{f.180d}\right)+\left(\frac{e+\frac{1}{2}b}{H}\right)\left(1+\frac{b}{180D}\right)}{\left(\frac{\mathfrak{L}+\mathfrak{l}}{\mathfrak{H}}\right)\frac{\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)+\frac{2K}{56{,}4\,\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}}\right\}}.$$

Würden sämmtliche Widerstände der Bewegung $=0$ gesetzt, so wäre $\frac{F.H}{\mathfrak{F}.\mathfrak{H}}=\frac{2}{3}$, oder $F.H:\mathfrak{F}.\mathfrak{H}=2:3$, es würde also der dritte Theil des Kraftaufwandes verloren gehen. Weil jedoch durch die Widerstände der Zähler vermindert, und der Nenner vermehrt wird, so folgt, dass auch bei jeder doppelt wirkenden mit einem Zylinder versehenen Wassersäulenmaschine, etwas mehr als der dritte Theil des Kraftaufwandes verloren gehen müsse, wenn man nämlich den Effekt an und für sich ohne Rücksicht auf den Kraftaufwand so viel als möglich vermehren will.

Wird der gefundene Ausdruck mit jenem Seite 395 verglichen, so sehen wir, dass bei der doppeltwirkenden Wassersäulenmaschine im Zähler $\frac{\mu}{\mathfrak{D}}$, bei der einfach wirkenden Maschine aber $\frac{2\mu}{\mathfrak{D}}$ abgezogen werde. Eben so erscheint im Nenner die Zahl 9 bei der doppelt wirkenden Maschine mit $1+\frac{\mu}{D}$, bei der einfach wirkenden aber mit $1+\frac{2\mu}{D}$ multiplizirt. Auf gleiche Art zeigt sich aus der Vergleichung der andern Grössen, dass bei der doppelt wirkenden Wassersäulenmaschine ein weit vortheilhafteres Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte, als bei der einfach wirkenden eintritt. Gleiche Folgerungen ergeben sich auch bei jenen Maschinen, welche mit zwei Treibzylindern versehen sind.

Uebrigens zeigen alle diese Rechnungen, dass bei Wassersäulenmaschinen, wenn man den grössten Effekt ohne Rücksicht auf den Kraftaufwand bewirken will, beiläufig der dritte Theil des Kraftaufwandes verloren geht; wird aber auch der Wasserverlust bei Kolben und Ventilen berücksichtigt, so geht immer mehr als der dritte Theil der Kraft verloren.

§. 287.

Beispiel. Zur bessern Beurtheilung der im vorigen §. angeführten Berechnungen wollen wir annehmen, dass die Seite 390 angeführte einfach wirkende Wassersäulenmaschine so abgeändert werde, dass das Aufschlagwasser in denselben Zylinder abwechselnd von oben und unten zutreten, und auf diese Art die Maschine doppelt wirken könne. Für diesen Fall sey zugleich statt der angenommenen 6 Kunstsätze ein vereinigtes Saug- und Druckwerk am tiefsten Orte aufgestellt, und dessen Zylinder oder Stiefel ebenfalls doppelt wirkend eingerichtet.

Die Dimensionen der ganzen Anlage bleiben sonach dieselben, nur haben wir gegenwärtig ein gemeinschaftliches Steigrohr, dessen Durchmesser wir eben so gross, als den Durchmesser des Saugrohres oder $\delta=d=\frac{2}{3}D=4$ Zoll, folglich $\frac{F}{f}=\frac{F}{\varphi}=\frac{9}{4}$, endlich seine Länge mit $\lambda = 108$ Lachter $= 648$ Fuss annehmen. Die vertikale Hubshöhe des Wassers beträgt, wie bei den 6 Kunstsätzen $H = 630$ Fuss, und den schädlichen Raum wollen wir mit $e = 4$ Zoll in Rechnung bringen. Das Schachtgestänge wird gegenwärtig weit leichter seyn, und wir können statt den früher angenommenen 7000 ℔ gegenwärtig $K = 4200$ ℔, dann den ganzen Druck auf die Zapfen des *Balancier* $S = 7200$ ℔ annehmen.

Da für *Schemnitzer* Maass wieder $g = 14{,}5$ Fuss, so gibt die Substituzion aller dieser Werthe den Zähler für die Zeit t eines Hubes in die Seite 402 aufgestellte Formel

$$\frac{6}{14{,}5}\Big\{288 \cdot \frac{3{,}1416 \,.\, 12{,}5^2 . 25^2}{4 \,.\, 12^2 . 13^2}\left(1 + \frac{25^2 . 6 \,.\, 12}{13^2 . 180 \,.\, 6{,}5}\right) + 648 \cdot \frac{3{,}1416 \,.\, 6^2 . 9}{4 \,.\, 12^2 . 4}\left(1 + \frac{9 \,.\, 6 \,.\, 12}{4 \,.\, 180 \,.\, 4}\right)$$

$$+ 10 \cdot \frac{3{,}1416 \,.\, 6^2 . 9}{4 \,.\, 12^2 . 4}\left(1 + \frac{9 \,.\, 6 \,.\, 12}{4 \,.\, 180 \,.\, 4}\right) + \frac{3{,}1416 \,.\, 6^2}{4 \,.\, 12^2}\left(\frac{4}{12} + 3\right)\left(1 + \frac{6 \,.\, 12}{180 \,.\, 6}\right) + \frac{2 \,.\, 4200}{56{,}4}$$

$= \frac{6 \,.\, 3{,}1416}{14{,}5 \,.\, 4 \,.\, 12^2}(204295 + 64298 + 992 + 128 + 27307)$. Auf gleiche Art erhalten wir den Nenner des Ausdruckes für t, nämlich

$$\frac{3{,}1416 \,.\, 12{,}5^2 . 261}{4 \,.\, 12^2}\left(1 - \frac{0{,}06 \,.\, 12}{12{,}5}\right) - \frac{3{,}1416 \,.\, 6^2 . 630}{4 \,.\, 12^2}\left(1 + \frac{0{,}06 \,.\, 12}{6}\right) - \frac{7200 \,.\, 3}{7 \,.\, 56{,}4 \,.\, 60}$$

$= \frac{3{,}1416}{4 \,.\, 12^2}(38432 - 25402 - 167)$. Hiernach ergibt sich nun die Zeit, welche der Aufzug oder auch der Niedergang eines Kolbens erfordert, $t = \sqrt{\frac{1782120}{186513{,}5}} = 3{,}09$ Sekunden; die Anzahl Hübe oder eigentlich Auf- und Niedergänge des Kolbens in einer Minute beträgt also 9,7 während wir Seite 391 für die einfach wirkende Maschine nur 7,1 Kolbenspiele in der Minute fanden. Doppelt wirkende Wassersäulenmaschinen gehen demnach weit schneller als einfach wirkende oder mit einer doppelt wirkenden kann während gleicher Zeit mehr Wasser gefördert werden, als mit zwei einfach wirkenden.

Betrachten wir die einzelnen Glieder in dem Zähler für t, so sehen wir, dass der Widerstand des Wassers im Einfall- und Ableitrohre bei beiden Maschinen gleich gross erscheint. Zunächst diesem ist vorzüglich der Widerstand des Wassers im Steigrohre zu berücksichtigen, endlich verursacht das Gewicht des Schachtgestänges auch einen bedeutenden Widerstand. Wollte man das Steigrohr des Saug- und Druckwerkes mit $\delta = 5$ Zoll, sonach $\frac{F}{\varphi} = \frac{36}{25}$ annehmen, so folgt die Zeit eines Kolbenhubes nach derselben Formel

$$t = \sqrt{\frac{6(204295 + 37462 + 992 + 128 + 27307)}{14{,}5\,(38432 - 25402 - 167)}} = \sqrt{\frac{1621104}{186513{,}5}} = 2{,}95 \text{ Sekunden, demnach}$$

würden in der Minute 10,2 Kolbenspiele statt den frühern 9,7 eintreten.

Der Effekt der doppelt wirkenden Wassersäulenmaschine wird, für $t = 3{,}09^{\text{Sec.}}$ nach dem Kolbenhube berechnet $= \frac{3{,}1416 \,.\, 6^2 . 6}{4 \,.\, 12^2 . 3{,}09} = 0{,}3813$ Kubikfuss in der Sekunde betragen. Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte wird aber

$\mathfrak{D}^2 . \mathfrak{H} : D^2 . H = 12{,}5^2 . 261 : 6^2 . 630 = 100 : 55{,}6$ seyn, und wird noch auf den Verlust bei Ventilen und Kolben Rücksicht genommen, so folgt beiläufig das Verhältniss 100 : 50, wie es auch bei den ältern Maschinen von *Poda* und den neuern von *Schitko* Statt fand.

Bei der einfach wirkenden Maschine Seite 391 ist der Effekt in einer Sekunde $= \frac{3{,}1416 \,.\, 6^2 \,.\, 6}{4 \,.\, 12^2 \,.\, 2 \,.\, 4{,}22} = 0{,}1396$ Kubikfuss. Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte ist aber wieder dasselbe, oder $\mathfrak{D}^2 . \mathfrak{H} : D^2 . H = 12{,}5^2 . 261 : 6^2 . 630 = 100 : 55{,}6$. Der Vortheil der doppelt wirkenden Wassersäulenmaschine besteht also nur darinn, dass in jeder Sekunde $0{,}3813$ Kubikfuss statt $0{,}1396$ Kubikfuss, demnach die $2\tfrac{7}{10}$fache Wassermenge in gleicher Zeit, jedoch mit einem um eben so viel vermehrten Aufschlagwasser gefördert wird.

Wir wollen nun noch jenen Durchmesser des Stiefels vom Saug- und Druckwerke berechnen, bei welchem das meiste Wasser in der Sekunde gefördert wird. Nach der elementaren Rechnung ist für diesen Fall

$$D = \sqrt{\frac{2 \,.\, 12{,}5^2 \,.\, 261}{3 \,.\, 12^2 \,.\, 630}\left(1 - \frac{0{,}06 \,.\, 12}{12{,}5}\right) + \frac{0{,}06^2}{4}} - \frac{0{,}06}{2} = 0{,}50 \text{ Fuss.}$$

Wird dieser Werth in die durch höhere Analysis abgeleitete Formel, Seite 403 substituirt, so ist

$$\frac{D^2 . 630}{12{,}5^2 . 261} = \frac{6\left(1 - \frac{0{,}06 \,.\, 12}{12{,}5}\right)}{9\left(1 + \frac{0{,}06 . 12}{6}\right) + \left(1 - \frac{0{,}06 . 12}{12{,}5}\right)\left\{\frac{\frac{648.9}{630.4}\left(1 + \frac{9.6.12}{4.180.4}\right) + \frac{10 \,.\, 9}{630.4}\left(1 + \frac{9.6.12}{4.180.4}\right) + \left(\frac{\frac{1}{3} + 3}{630}\right)\left(1 + \frac{6.12}{180.6}\right)}{\frac{288}{261} . \frac{25^2}{13^2}\left(1 + \frac{25^2 . 6 \,.\, 12}{13^2 . 180 \,.\, 6{,}5}\right) + \frac{2 \,.\, 4200 \,.\, 4 \,.\, 12^2}{56{,}4 \,.\, 3{,}1416 \,.\, 12{,}5^2 . 261}}\right\}}$$

Hieraus ergibt sich die weitere abgekürzte Gleichung

$$\frac{D^2 . 630}{12{,}5^2 . 261} = \frac{5{,}6544}{10{,}0800 + 0{,}9424\left(\frac{2{,}8350 + 0{,}0438 + 0{,}0056}{5{,}0095 + 0{,}6696}\right)} = 12{,}5\sqrt{\frac{32{,}1119 \,.\, 261}{59{,}9636 \,.\, 630}} = 5{,}888 \text{ oder } = 5{,}9$$

Zoll, welches von dem angenommenen $D = 6$ Zoll sehr wenig abweicht. Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte wird jetzt etwas geringer, nämlich $\mathfrak{D}^2 . \mathfrak{H} : D^2 . H = 12{,}5^2 . 261 : 5{,}9^2 . 630 = 100 : 53{,}8$ und mit Rücksicht auf den Verlust bei Ventilen ergibt sich wieder beiläufig das Verhältniss 100 : 50, wie oben.

§. 288.

Die angeführten Rechnungen sind nur in dem Falle anwendbar, wenn das Wasser in dem Einfalls- und Steigrohre bei jedem Wechsel des Kolbenspieles während der Absperrung der einen und Oeffnung der andern Wendungspipe jedesmal in Ruhe kommt, und sonach dessen Trägheit immer neu überwältigt werden muss. Dieser Fall wird aber nur bei einer unvollkommenen Einrichtung der Maschinenanlage eintreten. Kann man annehmen, dass das Wasser im Einfalls- und im Steigrohre während dem Gange der Maschine fortwährend in Bewegung bleibt, dass sonach dessen Trägheit bei jedem Wechsel im Kolbenspiele nicht neu überwältigt werden muss, so müssen auch die Grössen, welche für die Ueberwältigung dieser Trägheit in den Formeln erscheinen, abgeändert werden.

In dem Ausdrucke für die Zeit t Seite 402 kommen im Zähler die zwei Glieder $(\mathfrak{L} + \mathfrak{l}) \frac{\mathfrak{F}^2}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F} . b}{\mathfrak{f} . 180\, \mathfrak{d}}\right) + \frac{\lambda . F^2}{\varphi}\left(1 + \frac{F . b}{\varphi . 180\, \delta}\right)$ vor, welche von der Kraft herrühren, die zur Ueberwältigung der Trägheit im Einfalls- und im Ableitrohre, dann im Steigrohre, so wie auch zur Ueberwältigung der Widerstände an den Wänden dieser drei Röhren erfordert wird. Fällt nun die Kraft zur Ueberwindung der Trägheit im Einfalls- und im Steigrohre weg, so muss dagegen jene Kraft in Rechnung kommen, welche zur Erzeugung der Geschwindigkeit, womit das Wasser sich in diesen zwei Röhrenleitungen bewegt, erfordert wird. Es sey die Geschwindigkeit im Einfallrohre $= c$, so wird zur Erzeugung derselben die Druckhöhe $\frac{c^2}{4g}$ erfordert, wodurch die Kraft $56{,}4\,\mathfrak{F} \cdot \frac{c^2}{4g}$ entsteht, und da $c = \frac{\mathfrak{F} \,.\, b}{\mathfrak{f} \,.\, t}$, so ist diese Kraft $= 56{,}4\,\mathfrak{F} \cdot \frac{\mathfrak{F}^2 .\, b^2}{\mathfrak{f}^2 .\, 4g \,.\, t^2}$. Weil aber in jener Formel t gesucht wird, und $\frac{b}{g}$ als Faktor herausgenommen ist, dann mit $56{,}4$ dividirt wurde, so erscheint innerhalb der Klammer bloss $\frac{\mathfrak{F} \,.\, \mathfrak{F}^2 .\, b}{4\mathfrak{f}^2}$. Auf gleiche Art erhalten wir die Kraft, welche zur Erzeugung der Geschwindigkeit des Wassers im Steigrohre erfordert wird $= 56{,}4\, F \cdot \frac{F^2 .\, b^2}{\varphi^2 .\, 4g \,.\, t^2}$, wovon innerhalb der Klammer nur $\frac{F \,.\, F^2 .\, b}{4\varphi^2}$ zu setzen ist. Bei dem Ableitrohre tritt dagegen keine Aenderung ein, indem das Wasser daselbst bei jedem Auf- oder Niedergange des Kolbens aus der Ruhe in die Bewegung versetzt werden muss. Sonach erhalten wir in der Gleichung für t Seite 402 statt

$$(\mathfrak{L} + \mathfrak{l}) \frac{\mathfrak{F}^2}{\mathfrak{f}} \left(1 + \frac{\mathfrak{F} \,.\, b}{\mathfrak{f} \,.\, 180\, \mathfrak{d}}\right) + \frac{\lambda \,.\, F^2}{\varphi} \left(1 + \frac{F \,.\, b}{\varphi \,.\, 180\, \delta}\right)$$

für den Fall, als die Bewegung des Wassers im Einfalls- und im Steigrohre während dem Betriebe der Maschine ununterbrochen fortgeht, die Grössen

$$\frac{\mathfrak{l} \,.\, \mathfrak{F}^2}{\mathfrak{f}} \left(1 + \frac{\mathfrak{F} \,.\, b}{\mathfrak{f} \,.\, 180\, \mathfrak{d}}\right) + \frac{\mathfrak{F}^3 .\, b}{4\mathfrak{f}^2} + \frac{\mathfrak{L} \,.\, \mathfrak{F}^2 .\, \mathfrak{F} \,.\, b}{\mathfrak{f}^2 .\, 180\, \mathfrak{d}} + \frac{F^3 .\, b}{4\varphi^2} + \frac{\lambda \,.\, F^2 .\, F \,.\, b}{\varphi^2 .\, 180\, \delta}$$
$$= \frac{\mathfrak{l} \,.\, \mathfrak{F}^2}{\mathfrak{f}} \left(1 + \frac{\mathfrak{F} \,.\, b}{\mathfrak{f} \,.\, 180\, \mathfrak{d}}\right) + \frac{\mathfrak{F}^3 .\, b}{4\mathfrak{f}^2} \left(1 + \frac{\mathfrak{L}}{45\, \mathfrak{d}}\right) + \frac{F^3 .\, b}{4\varphi^2} \left(1 + \frac{\lambda}{45\, \delta}\right).$$

Wird in dem Beispiele §. 287 nebst den übrigen Dimensionen $\mathfrak{L} + \mathfrak{l} = 280 + 8$ oder $\mathfrak{l} = 8$ Fuss angenommen, so erhalten wir nunmehr die Zeit eines Kolbenhubes, welche der Zeit eines Niederganges gleich kommt,

$$t = \sqrt{\frac{6\,(5675 + 40028 + 12083 + 992 + 128 + 27307}{14{,}5\,(38432 - 25402 - 167)}} = \sqrt{\frac{6 \,.\, 86213}{14{,}5 \,.\, 12863}} = 1{,}67 \text{ Sekunden},$$

wogegen wir Seite 404 den Werth $t = 3{,}09$ Sekunden fanden. Während also sich dort für den Fall als die Trägheit des Wasser immer neu überwältigt werden muss, nur 9,7 Doppelhübe in der Minute ergaben, finden itzt 18,0 solche Hübe Statt. Der Effekt, welcher dort mit 0,3813 Kubikfuss in der Sekunde berechnet wurde, ergibt sich itzt mit 0,7054 Kubikfuss. Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte ist aber dasselbe.

Hieraus sehen wir, wie wichtig es sey, dass bei einer solchen grossen Maschinenanlage das Wasser im Einfalls- und Steigrohre in ununterbrochener Bewegung bleibe; die Maschine wird nämlich in diesem Falle einen weit raschern Gang annehmen und viel mehr Wasser zu fördern im Stande seyn, als wenn die Trägheit so grosser Wassermassen bei jedem Wechsel des Kolbens neu überwältigt werden muss. Zu dieser schnellern Förderung wird aber eine um eben so viel grössere Aufschlagswassermenge erfordert.

Ob das Wasser im Einfallsrohre ununterbrochen fortgehe, erfährt man auf gleiche Art, wie schon Seite 366 angeführt wurde; findet nämlich eine Hemmung in der Zuführung des Wassers Statt, oder wird die Regulirungspipe ganz abgeschlossen, und die Maschine zum Stillstande gebracht, so erfolgt eine Rückwirkung von unten herauf durch das ganze Einfallrohr, welche sich durch eine Erschütterung dieses Rohres und einen hörbaren Schlag bemerkbar macht. Ob hingegen im Steigrohre eine gleichförmige Bewegung des Wassers vorhanden sey, sieht man leicht bei dem Ausgusse des Wassers aus demselben.

§. 289.

Die zweite Gattung doppelt wirkender Wassersäulenmaschinen, welche am meisten gebraucht werden, sind jene mit zwei Treibzylindern; die Berechnung dieser Maschinen unterliegt nach dem bisher Vorgetragenen keinem Anstande. Wir wollen die in den frühern Rechnungen angenommenen Bezeichnungen auch hier beibehalten, demnach wird $56{,}4\,\mathfrak{F}\cdot\mathfrak{H}$ der hydrostatische Druck seyn, welchen das Wasser auf den Kolben des ersten Treibzylinders in seinem mittlern Stande ausübt. Auf gleiche Art ist der Reibungswiderstand für denselben Kolben während dessen Hinaufgehen $=56{,}4\,\mathfrak{F}\cdot\frac{\mu\cdot\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}}$, und der Widerstand im Einfallrohre $=56{,}4\,\mathfrak{F}\cdot\frac{\mathfrak{L}\cdot\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}\cdot b}{\mathfrak{f}\cdot 180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g\cdot t^2}$. Bei dem Einfallrohre ist eine Regulirungs- oder Sperrpipe vorhanden, um nach Massgabe des erforderlichen schnellern oder langsamern Betriebes der Maschine mehr oder weniger Wasser in den Treibzylinder einfliessen zu lassen, oder auch durch gänzliche Absperrung die Maschine in Stillstand zu versetzen. Weil die Regulirungspipe in ihrer Durchflussöffnung, wie sie für den gewöhnlichen Betrieb der Maschine nothwendig ist, eine kleinere Querschnittsfläche, als das Einfallrohr hat, so entsteht eine Zusammenziehung des Wassers und dasselbe erfährt einen Widerstand bei dem Durchflusse durch diese kleinere Oeffnung. Nennen wir die Höhe, womit das Wasser durch die Regulirungspipe durchgepresst wird $=x$ und die Durchzugsfläche für das Wasser innerhalb der Regulirungspipe $=\beta$, so ist $0{,}813\,\beta\cdot 2\sqrt{g\cdot x}$ die in einer Sekunde durchfliessende Wassermenge, welche nach dem Kolbenhube berechnet $=\frac{\mathfrak{F}\cdot b}{t}$ ist. Hieraus ergibt sich die Kraft, welche zur Bewegung des Wassers durch die Regulirungspipe erfordert wird $56{,}4\,\mathfrak{F}\cdot x=56{,}4\,\mathfrak{F}\cdot\frac{\mathfrak{F}^2\cdot b^2}{0{,}813^2\cdot\beta^2\cdot 4g\cdot t^2}$. Ist die Querschnittsfläche der Wendungspipen wie bei der Maschine in *Kreuth* grösser, als die Fläche des Einfallrohres, so entsteht hier kein neuer Widerstand; es ist also die Kraft, womit der Kolben des Treibzylinders in die Höhe geht,

$$=56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H}-\frac{\mu\cdot\mathfrak{H}}{\mathfrak{D}}-\frac{\mathfrak{L}\cdot\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}\cdot b}{\mathfrak{f}\cdot 180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g\cdot t^2}-\frac{\mathfrak{F}^2\cdot b^2}{0{,}813^2\cdot\beta^2\cdot 4\,g\cdot t^2}\right\}.$$

Während der Zeit, als dieser Kolben hinaufgeht, bewegt sich der Kolben im andern Treibzylinder hinab. Hiebei muss zuerst die Reibung überwältigt werden; bezeichnet $\mathfrak{H}'$ die Spannung des Kolbens bei seinem Herabgehen, so ist $56{,}4\,\mathfrak{F}\cdot\frac{\mu\cdot\mathfrak{H}'}{\mathfrak{D}}$ der Reibungswiderstand. Das Wasser muss mit derselben Geschwindigkeit, als es unter den Kolben zugeflossen ist, durch das Bogenrohr O (Fig. 2 Tab. 90) und die Wendungspipe N in das Abfallrohr (Fig. 1 und 3) geleitet werden. Uebergeht die Querschnittsfläche des Treibzylinders

Fig. 1. bis 3. Tab. 90.

Fig. 2. Tab. 89. innerhalb des untern hölzernen Stockes, wie in dem Durchschnitte Fig. 2 Tab. 89, nach und nach in die kleinere Querschnittsfläche des Schenkelrohres, so kann der Zusammenziehungskoeffizient nach §. 115, II. Band mit 0,968 angenommen werden; da hieraus ein sehr kleiner Widerstand entsteht, so kann man denselben vernachlässigen. Wir wollen demnach bloss die Kraft berechnen, welche zur Bewegung des Wassers in dem halben Treibzylinder und in dem Ableitrohre, und zur Ueberwältigung der Widerstände bei dieser Bewegung erfordert wird. Bezeichnet $\mathfrak{l}$ die ganze Länge des Weges, welchen das Wasser bei seinem Abflusse vom mittlern Stande des Treibkolbens an bis zum Abfallrohre zu nehmen hat, ε den mittlern Durchmesser und γ die mittlere Querschnittsfläche, welche das Wasser bei dieser Ableitung einnimmt, so ist $56{,}4\,\mathfrak{F}\cdot\frac{\mathfrak{l}\,.\,\mathfrak{F}}{\gamma}\left(1+\frac{\mathfrak{F}\,.\,b}{\gamma\,.\,180\,\varepsilon}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}$ die Kraft, welche hiezu erfordert wird. Dieser Kraft kommt die Höhe $\frac{b}{2}$, welche das Wasser bei dem Abflusse im Treibzylinder einnimmt, oder die Kraft $56{,}4\,\mathfrak{F}\cdot\frac{b}{2}$ zu Hilfe.

Es sey P das Gewicht des Fallhammers am Steuerungsrade, p dessen Hebelsarm und s der Halbmesser des Kraftquadranten, so ist die statische Kraft, welche an der Kolbenstange zum Aufzuge des Fallhammers erfordert wird $= \frac{P\,.\,p}{s}$. Das Gewicht der zwei Treibkolben sammt Kolbenstangen und des ganzen Schachtgestänges gleicht sich beiderseits aus, da die Hälfte hievon immer hinauf, und die andere Hälfte zu gleicher Zeit herabbewegt wird. Ist daher K das Gewicht des Schachtgestänges etc. auf die Peripherie des Kraftquadranten oder auf die Entfernung der Kolbenstange vom Umdrehungspunkte und zwar für die lothrechte Richtung reduzirt, so darf bloss die Kraft $\left(K+\frac{P\,.\,p}{s}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}$ bei jedem Hube oder Niedergange des Kolbens verwendet werden, um die Trägheit dieser Massen zu überwältigen. Endlich fordert die Reibung an den Zapfen des Kraftquadranten oder *Balancier* die weitere Kraft $\frac{m\,.\,S\,.\,r}{s}$. Sonach ergibt sich die Kraft, womit das Schachtgestänge lothrecht in die Höhe steigt, und die daran befestigten Kunstsätze oder Druckwerke in Bewegung setzt $=$

$$56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H}-\frac{\mu(\mathfrak{H}+\mathfrak{H}')}{\mathfrak{D}}-\frac{\mathfrak{L}\,.\,\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}\,.\,b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2}-\frac{\mathfrak{F}^2.b^2}{0{,}813^2.\beta^2.4g.t^2}-\frac{\mathfrak{l}.\mathfrak{F}}{\gamma}\left(1+\frac{\mathfrak{F}\,.\,b}{\gamma.180\varepsilon}\right)\frac{b}{g.t^2}+\frac{b}{2}\right\}$$
$$-\frac{P\,.\,p}{s}-\left(K+\frac{P\,.\,p}{s}\right)\frac{b}{g\,.\,t^2}-\frac{m\,.\,S\,.\,r}{s}.$$

Geht der erste Kolben im Treibzylinder hinab, und der zweite hinauf, so finden dieselben Umstände Statt, wir haben also genau denselben Ausdruck für die Kraft, womit das Schachtgestänge, und somit die an ihr angehängte Förderungsmaschine betrieben wird.

§. 290.

Mit dieser Kraft werden nun wieder entweder mehrere untereinander stehende Kunstsätze, oder auch ein oder mehrere vereinigte Saug- und Druckwerke betrieben. Nehmen wir den letztern Fall an, wo durch die Wassersäulenmaschine ein Saug- und Druckwerk mit zwei Stiefeln, welche das angesaugte Wasser einer gemeinschaftlichen Steigröhre zuführen, bewegt wird. In diesem Falle ist die Kraft, womit der erste Kolben, welcher hinaufgeht, angezogen werden muss, nach Seite 305

$$= 56{,}4\,F\left\{a + e + \tfrac{1}{2}b + \frac{\mu.H'}{D} + \frac{a.F}{f}\left(1 + \frac{F.b}{f.180\,d}\right)\frac{b}{g.t^2} + (e + \tfrac{1}{2}b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\}.$$

Der zweite Kolben, welcher hinabgeht, muss dagegen mit einer Kraft gedrückt werden, oder verursacht bei dem Hinabgehen einen Widerstand nach Seite 306

$$= 56{,}4\,F\left\{H - a - e - \tfrac{1}{2}b + \frac{\mu.H}{D} + (e + \tfrac{1}{2}b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{\lambda.F}{\varphi}\left(1 + \frac{F.b}{\varphi.180\,\delta}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\}.$$

Die Summe dieser beiden Ausdrücke gibt die ganze Last, welche von der Wassersäulenmaschine überwältigt werden muss. Wir erhalten also die **vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last:**

$$56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H} - \mu\left(\frac{\mathfrak{H}+\mathfrak{H}'}{\mathfrak{D}}\right) - \frac{\mathfrak{L}.\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2} - \frac{\mathfrak{F}^2.b^2}{0{,}813^2.\beta^2.4g.t^2} - \frac{\mathfrak{l}.\mathfrak{F}}{\gamma}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\gamma.180\varepsilon}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{b}{2}\right\}$$
$$- \frac{P.p}{s} - \left(K + \frac{P.p}{s}\right)\frac{b}{g.t^2} - \frac{m.S.r}{s}$$
$$= 56{,}4\,F\left\{H + \mu\left(\frac{H+H'}{D}\right) + \frac{\lambda.F}{\varphi}\left(1 + \frac{F.b}{\varphi.180\delta}\right)\frac{b}{g.t^2} + \frac{a.F}{f}\left(1 + \frac{F.b}{f.180d}\right)\frac{b}{g.t^2} + (2e+b)\left(1 + \frac{b}{180D}\right)\frac{b}{g.t^2}\right\}$$

Sucht man aus dieser Gleichung die Zeit t eines Kolbenhubes, welche der Zeit des Kolbenniederganges gleichkommt, so ergibt sich $t = \sqrt{\frac{b.A}{g.B}}$, wo der Zähler

$$A = \frac{\mathfrak{L}.\mathfrak{F}^2}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\mathfrak{d}}\right) + \frac{\mathfrak{F}^3.b}{4.0{,}813^2.\beta^2} + \frac{\mathfrak{l}.\mathfrak{F}^2}{\gamma}\left(1 + \frac{\mathfrak{F}.b}{\gamma.180\,\varepsilon}\right) + \frac{\lambda.F^2}{\varphi}\left(1 + \frac{F.b}{\varphi.180\,\delta}\right) + \frac{a.F^2}{f}\left(1 + \frac{F.b}{f.180\,d}\right)$$
$$+ F(2e + b)\left(1 + \frac{b}{180\,D}\right) + \frac{K}{56{,}4} + \frac{P.p}{56{,}4.s}$$

und der Nenner $B = \mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H} - \mu\left(\frac{\mathfrak{H}+\mathfrak{H}'}{\mathfrak{D}}\right) + \frac{b}{2}\right\} - F\left\{H + \mu\left(\frac{H+H'}{D}\right)\right\} - \frac{P.p}{56{,}4.s} - \frac{m.S.r}{56{,}4.s}$.

Endlich erhalten wir den **Effekt** oder die in einer Sekunde gehobene Wassermenge, wenn wir den kubischen Inhalt des Kolbenhubes F . b mit der Zeit t dividiren. Hier gelten wieder dieselben Bemerkungen, welche wir bereits §. 288 in Hinsicht der Kraft zur Ueberwältigung der Trägheit des Wassers im Einfalls- und im Steigrohre gemacht haben.

§. 291.

Beispiel. Zur bessern Beurtheilung der Wirkung einer doppelt wirkenden Wassersäulenmaschine mit **zwei Treibzylindern** wollen wir annehmen, dass statt der von *Poda* beschriebenen einfach wirkenden Wassersäulenmaschine im *Leopoldi*-Schachte eine doppelt wirkende Maschine mit zwei Treibzylindern erbaut und mit derselben ein vereinigtes Saug- und Druckwerk betrieben worden wäre.

Weil hier dieselben Dimensionen Statt finden, welche wir schon §. 279 und §. 287 angenommen haben, so beziehen wir uns hierauf. Da früher die Länge des Einfall- und Ableitrohres $\mathfrak{L} + \mathfrak{l} = 288$ Fuss war, so wollen wir $\mathfrak{L} = 280$ Fuss und $\mathfrak{l} = 8$ Fuss setzen. Wird angenommen, dass die Oeffnung in der Regulirungspipe eben so gross, als der Querschnitt des Einfallrohres sey, so fällt der Ausdruck $\frac{\mathfrak{F}^3.b}{4.0{,}813^2.\beta^2}$ weg. Den mittlern Durchmesser der Röhrenleitung, welchen das Wasser bei seinem Abflusse vom mittlern Kolbenstande bis zum Abfallrohre zu durchlaufen hat, setzen wir $\varepsilon = 9$ Zoll, endlich wollen wir, weil auch bei den frühern Berechnungen die Kraft, welche die Bewegung der Steuerung fordert, nicht angeschlagen wurde, $P = 0$ setzen. Hiernach erhalten wir zur Bestimmung der Hubszeit t den Zähler

$$A = 280 \cdot \frac{3{,}1416 . 12{,}5^2 . 12{,}5^2}{4 . 12^2 . 6{,}5^2}\left(1 + \frac{12{,}5^2 . 6 . 12}{6{,}5^2 . 180{,}6{,}5}\right) + \frac{8 . 3{,}1416 . 12{,}5^2 . 12{,}5^2}{4 . 12^2 . 9^2}\left(1 + \frac{12{,}5^2 . 6 . 12}{9^2 . 180 . 9}\right) + \frac{648 . 3{,}1416 . 6^2 . 9}{4 . 12^2 . 4}\left(1 + \frac{9 . 6 . 12}{4 . 180 . 4}\right)$$
$$+ \frac{10 . 3{,}1416 . 6^2 . 9}{4 . 12^2 . 4}\left(1 + \frac{9 . 6 . 12}{4 . 180 . 4}\right) + \frac{3{,}1416 . 6^2}{4 . 12^2}\left(\frac{8}{12} + 6\right)\left(1 + \frac{6 . 12}{180 . 6}\right) + \frac{4200}{56{,}4}.$$

Auf gleiche Art erhalten wir durch Substituzion der Werthe den Nenner

$$B = \frac{3{,}1416 . 12{,}5^2}{4 . 12^2}\left(261 - \frac{0{,}06 . 261 . 2 . 12}{12{,}5} + 3\right) - \frac{3{,}1416 . 6^2}{4 . 12^2}\left(630 + \frac{0{,}06 . 630 . 2 . 12}{6}\right) - \frac{7200.3}{7.56{,}4.60}$$

Wird nun der Zähler und Nenner mit $\frac{3{,}1416}{4 . 12^2}$ dividirt, und alle angezeigten Multiplikazionen und Divisionen verrichtet, so folgt die Zeit eines Auf- oder Niederganges des Kolbens

$$t = \sqrt{\frac{6\,(198620 + 2618 + 64298 + 992 + 256 + 13653)}{14{,}5\,(36552 - 28123 - 167)}} = \sqrt{\frac{6 . 280437}{14{,}5 . 8262}} = 3{,}75 \text{ Sekunden.}$$

Hieraus ergibt sich die Anzahl der Doppelhübe oder Kolbenspiele, welche in einer Minute Statt finden $= 8{,}0$ und der Effekt der Maschine in einer Sekunde nach dem Kolbenhube berechnet $= \frac{3{,}1416 . 6^2 . 6}{4 . 12^2 . 3{,}75} = 0{,}3142$ Kubikfuss.

§. 292.

Die Berechnung im vorigen Beispiele gilt abermals nur für den Fall, wenn die Trägheit des Wassers im Einfalls- und im Steigrohre bei jedem Wechsel der Kolbenbewegung neu überwältigt werden muss. Ist diess nicht der Fall, so muss die Rechnung auf gleiche Art, wie §. 288 angeführt wurde, abgeändert werden. Wir erhalten nämlich im Zähler des Ausdruckes für t statt $\frac{\mathfrak{L} . \mathfrak{F}^2}{\mathfrak{f}}\left(1 + \frac{\mathfrak{F} . b}{\mathfrak{f} . 180\,\mathfrak{d}}\right) + \frac{\lambda . F^2}{\varphi}\left(1 + \frac{F . b}{\varphi . 180\,\delta}\right)$ nunmehr die Grössen $\frac{\mathfrak{F}^3 . b}{4\,\mathfrak{f}^2}\left(1 + \frac{\mathfrak{L}}{45\,\mathfrak{d}}\right) + \frac{F^3 . b}{4\,\varphi^2}\left(1 + \frac{\lambda}{45\,\delta}\right)$. Wird nun wieder, wie im vorigen §. der Widerstand in der Oeffnung der Regulirungspipe und die Kraft, welche die Steuerung erfordert, zum Behufe der Vergleichung mit der *Poda*'schen Maschine $= 0$ gesetzt, so erhalten wir die Zeit eines Hubes

$$t = \sqrt{\frac{6\,(40028 + 2618 + 12083 + 992 + 256 + 13653)}{14{,}5\,(36552 - 28123 - 167)}} = \sqrt{\frac{6 . 69630}{14{,}5 . 8262}} = 1{,}87 \text{ Sekunden}$$

und die Anzahl Doppelhübe in der Minute ist $= 16{,}0$. Der Effekt oder die gehobene Wassermenge in der Sekunde beträgt 0,6300 Kubikfuss. Wird diess mit den Werthen im vorigen §. verglichen, so sehen wir, dass die doppelt wirkende Maschine einen beinahe zweimal so schnellen Gang annimmt, wenn das Wasser im Einfalls- und Steigrohre in ununterbrochener Bewegung bleibt, als wenn dasselbe bei jedem Kolbenwechsel, wenn auch nur für eine sehr kleine Zeit in seinem Laufe aufgehalten, und daher neuerdings in Bewegung versetzt werden muss. Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte bleibt übrigens bei einem raschern Gange der Maschine unserer bisherigen Rechnung zu Folge, ungeändert.

Vergleichen wir endlich den Effekt der doppelt wirkenden Maschine mit einem Treibzylinder mit dem Effekte einer Maschine mit zwei solchen Zylindern, so verhält sich derselbe nach den Rechnungen §. 287 und §. 291 wie $0{,}3813 : 0{,}3142 = 100 : 82{,}4$. Nach den Rechnungen §. 288 und §. 292 ergibt sich aber dieses Verhältniss für die ungehinderte Bewegung des Wassers im Einfalls- und im Steigrohre mit $0{,}7054 : 0{,}6300 = 100 : 89{,}3$. Es ist daher vortheilhafter eine solche Maschine mit einem Zylinder doppelt wirkend anzulegen, als selbe mit zwei Treibzylindern, deren jeder nur einfach wirkt, auszuführen. Die Ursache liegt in den verminderten Widerständen, indem im letztern Falle die Reibung beider Kolben im Treibzylinder, während selbe leer zurückgehen, überwältigt werden muss. Dieselbe Erfahrung hat man schon lange in den englischen Hüttenwerken gemacht, indem man den Betrieb eines Gebläses mit einem doppelt wirkenden Zylinder weit leichter fand, als wenn zwei Zylinder, jeder einfach wirkend in Gang gesetzt werden.

§. 293.

Um zu zeigen, wie weit die vorgetragene Theorie mit der Erfahrung im Grossen übereinstimmt, wollen wir die Wirkung der Wassersäulenmaschine in *Kreuth*, welche auf den Tafeln Nr. 89 bis 93 dargestellt und §. 257 bis 267 beschrieben wurde, nach den aufgestellten Formeln berechnen.

Wir haben bereits §. 289 die Kraft berechnet, womit bei einer doppelt wirkenden Wassersäulenmaschine mit zwei Treibzylindern das Schachtgestänge lothrecht in die Höhe gehoben wird, und die daran befestigten Druckwerke in Bewegung setzt. Wird angenommen, wie es bei der Maschine in *Kreuth* der Fall ist, dass das Wasser im Einfallsrohre während dem Gange der Maschine in ununterbrochener Bewegung bleibt, sonach zu Folge §. 292 statt $\frac{\mathfrak{L}.\mathfrak{F}}{\mathfrak{f}}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\mathfrak{f}.180\,\mathfrak{d}}\right)\frac{b}{g.t^2}$ die Grösse $\frac{\mathfrak{F}^2.b^2}{\mathfrak{f}^2.4g.t^2}\left(1+\frac{\mathfrak{L}}{45\,\mathfrak{d}}\right)$ gesetzt, so erhalten wir die Kraft, welche die Wassersäulenmaschine während dem Aufzuge des einen und Niedergange des andern Kolbens ausübt

$$= 56{,}4\,\mathfrak{F}\left\{\mathfrak{H}-\frac{\mu(\mathfrak{H}+\mathfrak{H}')}{\mathfrak{D}}-\frac{\mathfrak{F}^2.b^2}{\mathfrak{f}^2.4g.t^2}\left(1+\frac{\mathfrak{L}}{45\,\mathfrak{d}}\right)-\frac{\mathfrak{F}^2.b^2}{0{,}813^2.\beta^2.4g.t^2}-\frac{\mathfrak{l}.\mathfrak{F}}{\gamma}\left(1+\frac{\mathfrak{F}.b}{\gamma.180\varepsilon}\right)\frac{b}{g.t^2}+\frac{b}{2}\right\}$$
$$-\frac{P.p}{s}-\left(K+\frac{P.p}{s}\right)\frac{b}{g.t^2}-\frac{m.S.r}{s}.$$

Im §. 290 haben wir die Last berechnet, welche bei der Bewegung eines vereinigten Saug- und Druckwerkes mit zwei Stiefeln entsteht. Befindet sich das Wasser in dem Steigrohre während dem Betriebe der Maschine in ununterbrochener Bewegung, so ist nach §. 292 statt $\frac{\lambda.F}{\varphi}\left(1+\frac{F.b}{\varphi.180\,\delta}\right)\frac{b}{g.t^2}$ die Höhe $\frac{F^2.b^2}{\varphi^2.4g.t^2}\left(1+\frac{\lambda}{45\,\delta}\right)$ zu setzen. Da aber der Halbmesser des Kraftquadranten jenem des Lastquadranten weder an der Welle zunächst den Treibzylindern, noch an der Welle des ersten Druckwerkes gleich ist, so muss in dem Ausdrucke für die Last statt der Hubshöhe b die Höhe h, auf welche der Kolben des Druckwerkes bei jedem Hube sich erhebt, gesetzt werden. Wir erhalten sonach die Last, welche durch die Bewegung des ersten Druckwerkes entsteht

$$= 56{,}4\, F \left\{ H + \frac{\mu(H+H')}{D} + \frac{F^2 . h^2}{\varphi^2 . 4g . t^2}\left(1+\frac{\lambda}{45\delta}\right) + \frac{a.F}{f}\left(1+\frac{F.h}{f.180d}\right)\frac{h}{g.t^2} + (2e+h)\left(1+\frac{h}{180D}\right)\frac{h}{g.t^2} \right\}.$$

Die Kraft der Wassersäulenmaschine in *Kreuth* betreibt aber noch ein zweites, tiefer liegendes Saug- und Druckwerk, wodurch das Wasser dem obern Druckwerke zugeführt wird. Beide Maschinen sind, wie §. 257 bemerkt wurde, in der Konstrukzion und den Hauptdimensionen ganz gleich. Bezeichnet also H'' die seigere Förderungshöhe des untern Druckwerkes, H''' die Spannung des Kolbens bei seinem Hinaufgehen, a' die schiefe Länge jeder Saugröhre und λ' die Länge des Steigrohres, so ist die gesammte Last bei beiden Saug- und Druckwerken =

$$56{,}4F \left\{ H + H'' + \frac{\mu(H+H'+H''+H''')}{D} + \frac{F^2 . h^2}{\varphi^2 . 4g . t^2}\left(2+\frac{\lambda+\lambda'}{45\,\delta}\right) + \frac{(a+a')F}{f}\left(1+\frac{F.h}{f.180d}\right)\frac{h}{g.t^2} + 2(2e+h)\left(1+\frac{h}{180D}\right)\frac{h}{tg.}\right.$$

Multiplizirt man die Kraft und Last mit ihren während der Zeit eines Hubes beschriebenen vertikalen Räumen b und h, so ist die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last

$$56{,}4\, \mathfrak{F} . b \left\{ \mathfrak{H} + \frac{b}{2} - \frac{\mu(\mathfrak{H}+\mathfrak{H}')}{\mathfrak{D}} - \frac{\mathfrak{F}^2 . b^2}{f^2 . 4g . t^2}\left(1+\frac{\mathfrak{L}}{45\,\mathfrak{d}}\right) - \frac{\mathfrak{F}^2 . b^2}{0{,}813^2 . \beta^2 . 4g . t^2} - \frac{\mathfrak{l} . \mathfrak{F}}{\gamma}\left(1+\frac{\mathfrak{F} . b}{\gamma . 180\varepsilon}\right)\frac{b}{g.t^2} \right\}$$
$$- \frac{P.p.b}{s} - \left(K+\frac{P.p}{s}\right)\frac{b^2}{g.t^2} - \frac{m.S.r.b}{s} =$$
$$56{,}4\, F.h \left\{ H + H'' + \frac{\mu(H+H'+H''+H''')}{D} + \frac{F^2 . h^2}{\varphi^2 . 4g . t^2}\left(2+\frac{\lambda+\lambda'}{45\,\delta}\right) + \frac{(a+a')F}{f}\left(1+\frac{F.h}{f.180d}\right)\frac{h}{g.t^2} \right.$$
$$\left. + 2\,(2\,e+h)\left(1+\frac{h}{180\,D}\right)\frac{h}{g.t^2} \right\}.$$

Wir wollen nun sehen, wie diese Rechnung mit der Erfahrung im Grossen übereinstimmt.

§. 294.

Die Dimensionen der Maschinenanlage in *Kreuth* haben wir grossentheils in der frühern Beschreibung schon angeführt; weil aber noch einige Maassen fehlten, so theilte mir der Herr Markscheider *Florian* dieselben unter dem 24. Juni 1834 mit. Es haben sonach die in der Rechnung vorkommenden Grössen folgende Werthe im N. Oe. Maasse, deren Richtigkeit vollkommen sicher gestellt ist.

Die seigere Höhe vom Wasserspiegel im Hauptbehälter bis zum mittlern Stande des Treibkolbens ist $\mathfrak{H} = 43$ Klafter $= 258$ Fuss. Die Länge der Einfallsröhren vom Hauptbehälter bis zum tiefsten Stande des Treibzylinders misst in tonnlegiger Richtung mit Einschluss der krummen Röhrenstrecken $\mathfrak{L} = 59\frac{2}{3}$ Klafter $= 358$ Fuss; der Durchmesser des Einfallrohres $\mathfrak{d} = 3\frac{3}{4}$ Zoll, der Durchmesser des Treibzylinders $\mathfrak{D} = 6$ Zoll 11 Linien $= \frac{83}{144}$ Fuss; der mittlere Durchmesser des Ableitrohres, wodurch das Wasser nach verrichtetem Hube aus dem Treibzylinder abfliesst $\varepsilon = 4$ Zoll, und die Länge dieses Rohres $\mathfrak{l} = 5$ Fuss.

Die Seigerhöhe des ersten Druckwerkes beträgt von der Oberfläche des Wassers im Sumpfe bis zur Ausflussöffnung des Steigrohres $H = 31\frac{1}{6}$ Klafter $= 187$ Fuss, und dieselbe Höhe misst bei dem zweiten, tiefer liegenden Druckwerke $H'' = 41\frac{2}{6}$ Klafter $= 248$ Fuss; der Durchmesser der Stiefel der Druckwerke ist $D = 5$ Zoll. Unter diesem zweiten Druckwerke ist noch ein kleiner Satz an die Schachtstangen angehängt, wodurch das Wasser auf $3\frac{3}{6}$ Klafter seigere Höhe aus dem Sumpfe, in welchen die Kübel der Förderungsmaschine ausgegossen werden, in den höhern Sumpf gehoben wird, wo die Saugröhren stehen, wornach die ganze Förderungshöhe $31\frac{1}{6} + 41\frac{2}{6} + 3\frac{3}{6} = 76$ Klafter seiger beträgt. Dieser kleine Satz wurde aber bei allen Versuchen, welche hier mit der Rechnung verglichen werden, ausgehoben.

Die Länge der geraden und krummen Steigröhren in tonnlegiger Richtung misst bei dem ersten Druckwerke $\lambda = 39\frac{1}{6}$ Klafter $= 235$ Fuss und bei dem zweiten Druckwerke $\lambda' = 51\frac{5}{6}$ Klafter $= 311$ Fuss, beides vom tiefsten Stande des Kolbens im Stiefel bis zum Ausgusse des Wassers. Der Durchmesser der Steigröhren ist $\delta = 4\frac{3}{4}$ Zoll. Die Länge der Saugröhren in tonnlegiger Richtung, welche das angesaugte Wasser bis zum Anfange des Druckzylinders zu durchlaufen hat, misst bei dem ersten Satze $a = 19$ Fuss und bei dem zweiten Satze $a' = 20$ Fuss; der Durchmesser dieser Saugröhren ist $d = 4$ Zoll. Der Kolbenhub der Saug- und Druckwerke ist nach Seite 369, wenn b die Hubshöhe des Kolbens im Treibzylinder bezeichnet, $h = \frac{b \,.\, 41 \,.\, 40}{53 \,.\, 38} = \frac{820\, b}{1007}$.

Der Steuerungshammer wiegt 55 ℔ und dessen Stiel 43 ℔, demnach $P = 98$ ℔; den Schwerpunkt beider Gewichte können wir auf der Entfernung $p = 36$ Zoll annehmen. Die Welle zunächst den Treibzylindern wurde sammt den Quadranten, Beschläge und Ketten gewogen und dieses Gewicht $= 4072$ ℔ gefunden. Die Welle des ersten Satzes sammt Quadranten, Beschläge und Ketten wurde ebenfalls gewogen und $= 2423$ ℔ gefunden. Die Welle des zweiten Satzes sammt den Quadranten, Beschläge und Ketten hat nach der Berechnung ein Gewicht von 2230 ℔. Unter diesen Gewichten sind aber die Kolbenstangen bei den Treibzylindern und Druckwerken nicht begriffen. Die Schachtstangen, welche von den Treibzylindern bis zum ersten Satze reichen, betragen sammt Beschläge und Ketten nach der Berechnung 2538 ℔; die Schachtstangen vom ersten bis zweiten Satz sammt Beschläge und Ketten 3349 ℔. Hieraus ergibt sich ein Totalgewicht von 14612 ℔, welches mit Hinzufügung des Gewichtes der 6 Kolbenstangen einen Druck von $S = 158$ Zentner auf die Zapfenlager der Wellen gibt. Der Durchmesser der Wellzapfen ist $2r = 3\frac{1}{2}$ Zoll. Die tonnlegigen Schachtstangen drücken zwar nicht mit ihrem ganzen Gewichte auf die Zapfenlager der Wellen, allein sie verursachen wieder eine Reibung an den Schachtstangenspulen, dann haben wir auch das Gewicht des Steuerungsrades sammt Welle nicht in Anschlag genommen. Es kann daher immer $S = 158$ Zentner und $K + \frac{P \,.\, p}{s} = 100$ Zentner angenommen werden. Der Reibungskoeffizient beträgt bei dem guten Stande der Maschine wohl nur $m = \frac{1}{8}$, und da der schädliche Raum hier nicht vorhanden ist, und seine Höhe schon unter den angeführten Längen erscheint, so ist $e = 0$.

Ueber die Kolbenreibung sind in *Bleiberg* leider eben so wenig Versuche, als von dem Herrn Bergrathe *Schitko* in *Schemnitz* gemacht worden; wir haben also für die Grösse des Koeffizienten μ keinen festen Anhaltspunkt, wie er auch bei allen Berechnungen von Herrn *Schitko* mangelt. Man wird inzwischen nicht viel abweichen, wenn $\mu = 0{,}06$ gesetzt, und zugleich angenommen wird, dass die Spannung der Kolben, wenn sie leer zurückgehen, oder ansaugen, höchstens den 10ten Theil von jener Spannung beträgt, die während dem Hinaufgehen des Kolbens der Treibzylinder, oder während dem Herabgehen der Kolben der Druckwerke vorhanden ist. Demnach ist $\mathfrak{H}' = \frac{1}{10}\, \mathfrak{H}$, $H' = \frac{1}{10}\, H$ und $H''' = \frac{1}{10}\, H''$.

Werden alle angeführten Werthe in die, im vorigen §. aufgestellte Gleichung zwischen Kraft und Last substituirt, und hiebei die Hubshöhe b in Zollen, dann die Querschnittsfläche β der Regulirungspipe in Quadratlinien angenommen, so erhalten wir:

$$\frac{56{,}4.3{,}1416.83^2.b}{4.144^2.12}\left\{258+\frac{b}{24}-\frac{0{,}06.11.258.144}{10.83}-\frac{83^4.b^2}{45^4.12^2.4.15{,}5.t^2}\left(1+\frac{358.48}{45.15}\right)-\frac{3{,}1416^2.83^4.b^2}{0{,}813^2.4^2.\beta^2.12^2.4.15{,}5\,t^2}\right.$$
$$\left.-\frac{5.83^2}{48^2}\left(1+\frac{83^2.b}{48^2.180.4}\right)\frac{b}{12.15{,}5\,t^2}\right\}-\frac{98.36.b}{53.12}-\frac{10000.b^2}{12^2.15{,}5\,t^2}-\frac{15800.7\,b}{8.4.53.12}$$
$$=\frac{56{,}4.3{,}1416.5^2.b.820}{4.12^2.12.1007}\left\{187+248+\frac{0{,}06.11.435.12}{10.5}+\frac{20^4.b^2.820^2}{19^4.12^2.1007^2.4.15{,}5\,t^2}\left(2+\frac{546.4.12}{45.19}\right)\right.$$
$$\left.+(19+20).\frac{5^2}{4^2}\left(1+\frac{5^2.820\,b}{4^2.1007.180.4}\right)\frac{820\,b}{1007.12.15{,}5\,t^2}+\frac{2.820\,b}{1007.12}\left(1+\frac{820\,b}{1007.180.5}\right)\frac{820\,b}{1007.12.15{,}6\,t^2}\right\}$$

Durch Vornahme der angezeigten Multiplikazionen und Divisionen erhalten wir folgende Gleichung

$$1{,}2264\,b\left(258+\frac{b}{24}-29{,}54-\frac{0{,}03430\,b^2}{t^2}-\frac{4960{,}882\,b^2}{\beta^2.t^2}-\frac{0{,}08038\,b}{t^2}-\frac{0{,}00033\,b^2}{t^2}\right)-5{,}55\,b-\frac{4{,}48\,b^2}{t^2}-5{,}43\,b$$
$$=0{,}5219\,b\left(435+68{,}90+\frac{0{,}00298\,b^2}{t^2}+\frac{0{,}26678\,b}{t^2}+\frac{0{,}00047\,b^2}{t^2}+\frac{0{,}00059\,b^2}{t^2}+\frac{0{,}0000005\,b^3}{t^2}\right)$$

Das letzte Glied kann hier seiner Unbedeutenheit wegen füglich vernachlässigt werden.

§. 295.

In diese Gleichung können nun die Werthe für die Hubshöhe b, die Hubszeit t und die Oeffnung β in der Regulirungspipe substituirt werden. Nehmen wir zuerst die §. 267 angeführte Leistung der Maschine an, wo in einer Minute 8 Hübe hinauf und eben so viele hinab geschahen, und die Hubshöhe des Treibkolbens $73{,}75$ Zoll betrug, hiebei aber nach Seite 361 die Regulirungspipe 5½ bis 6 Linien oder im Mittel $5{,}75$ Linien eröffnet wurde. Für diesen Fall ist $t=\frac{60}{8}=7{,}5$ Sekunden, die Hubshöhe $b=73{,}75$ Zoll und die Querschnittsfläche für den Durchfluss des Wassers in der Regulirungspipe $\beta=5{,}75.6{,}75.12=465{,}75$ Quadratlinien, indem nach §. 259 die Höhe der Oeffnung 6¾ Zoll beträgt. Werden diese Werthe substituirt, so ergibt sich das Kraftmoment für einen Hub =

$$90{,}45\,(258+3{,}07-29{,}54-3{,}32-2{,}21-0{,}11-0{,}03)-409-433-400=90{,}45.225{,}86-1242=19187$$

Auf gleiche Art erhalten wir durch Substituzion der Werthe das Lastmoment für einen Hub $=38{,}49\,(435+68{,}90+0{,}29+0{,}35+0{,}05+0{,}06)=38{,}49.504{,}65=19424$. Das zweite Moment ist also um 237 oder um den 81ten Theil grösser, welches offenbar eine unbedeutende Differenz ist.

Um die Kraft, welche die Maschine in diesem Falle ausübt, mit der Kraft von Pferden zu vergleichen, müssen wir bemerken, dass für den Fall, als die Maschine mit Pferden bewegt wird, dieselben auch jene Widerstände, welche aus dem Gewichte des Fallhammers, aus der Trägheit der Maschinentheile, dann aus der Reibung an den Wellzapfen entstehen, mit überwältigen müssten. Da diese Widerstände durch die Zahl 1242 ausgedrückt erscheinen, so folgt, dass das eigentliche Bewegungsmoment der Kraft für

einen Hub $= 90{,}45 . 225{,}86 = 20429$, sonach für eine Sekunde $= \frac{20429}{7{,}5} = 2724$ sey. Wird diess mit dem Bewegungsmomente einer Pferdekraft oder mit 400 dividirt, so folgt, dass die Kraft der Maschine jener von 6,8 Pferden gleichkommt. Im Vergleiche mit der Wirkung anderer Maschinen z. B. mit jener von Wasserrädern ist diess allerdings keine bedeutende Kraft. Vergleichen wir endlich noch den Kraftaufwand mit dem Effekte, so erhalten wir nach dem Kubikinhalte der Kolbenhübe mit Annahme der genauen Dimensionen, welche im vorigen §. angeführt erscheinen, das Verhältniss
$\mathfrak{D}^2 . \mathfrak{H} . b : D^2 (H + H'') h = \left(\frac{83}{144}\right)^2 \cdot 258 . 73{,}75 : \left(\frac{5}{12}\right)^2 (187 + 248)\, 60 = 100 : 71{,}7$. Weil aber, wie Seite 369 bemerkt wurde, der zwölfte Theil des angesaugten Wassers wieder zurückfällt, so muss die letzte Zahl mit $^{11}/_{12}$ multiplizirt werden, und wir erhalten das Verhältniss der Kraft zur Wirkung $= 100 : 71{,}7 . {}^{11}/_{12} = 100 : 65{,}7$. Dieses Verhältniss weicht von dem Seite 369 mit $100 : 65{,}3$ angeführten nur wenig ab.

§. 296.

Um die Wirkung der Maschine bei einer schnellern oder langsamern Bewegung kennen zu lernen, stellte ich während meiner Anwesenheit zu *Kreuth* am 12. Dezember 1832 nachstehende Versuche an, deren Richtigkeit bis auf jene kleine Differenz verbürgt werden kann, die bei solchen Versuchen, selbst bei grosser Aufmerksamkeit nicht leicht zu vermeiden möglich ist.

Da an jedem Druckwerke, wie schon angeführt wurde, ein kleiner Satz angehängt ist, wodurch das Wasser von dem Sumpfe, wo die Förderungskübel entleert werden, in jenen Sumpf gehoben wird, wo die Saugröhren stehen, so wurde vorerst dieser kleine Satz ausgehoben; die Wassersäulenmaschine betrieb also nur die zwei untereinander stehenden Saug- und Druckwerke. Um das gehobene Grubenwasser zu messen, wurde ein genau verfertigtes hölzernes Gefäss zuerst nach seinem kubischen Inhalte berechnet, dann leer, und zuletzt mit Wasser gefüllt gewogen. Der kleine Unterschied, welcher sich zwischen der Berechnung nach dem kubischen Inhalte und jener aus dem Gewichte des Wassers ergab, wurde mit 2 getheilt und hiernach der kubische Inhalt dieses Gefässes, wenn es bis zu seinem obern Rande mit Wasser gefüllt war, mit 1,621 N. Oe. Kubikfuss angenommen. Hierauf wurde die Regulirungspipe so weit geöffnet, bis jeder Kolben der zwei Treibzylinder zuerst ganz genau 2 Hübe hinauf und zwei Hübe herab in der Minute machte. Hiezu war immer einige Zeit erforderlich, bis man den geforderten Gang der Maschine erreichte, und auch dann wurde wenigstens eine Viertelstunde abgewartet, um eine vollkommen gleichförmige Bewegung eintreten zu lassen. War diess erfolgt, so wurde die Hubshöhe der Kolben eines jeden Treibzylinders genau abgemessen. Es wurde nämlich an der Kolbenstange auf gleicher Höhe mit der Oberfläche des Treibzylinders ein Zeichen sowohl bei ihrem höchsten als niedrigsten Stande gemacht, und wieder einige Zeit abgewartet, bis man sich von der Richtigkeit der Zeichen überzeugte. Die Entfernung der zwei Zeichen wurde nun an beiden Kolbenstangen abgemessen, und das Mittel hieraus genommen. Endlich wurde das oben angeführte Gefäss mit 1,621 Kubikfuss Inhalt unter die Ausflussöffnung des gehobenen Grubenwassers gestellt, und bei wiederholten Messungen die Zeit bestimmt, welche zur vollkommenen Anfüllung dieses Gefässes erforderlich war. Auf solche Art ergab sich also ganz genau das von der Maschine wirklich gehobene Grubenwasser, und es blieb nur zu wünschen übrig, auch das verwendete Aufschlagwasser aus einer solchen unmittelbaren Messung bestimmen zu können. Diess erlaubte aber die Lokalität nicht, man musste sonach das Aufschlagwasser aus dem Kolbenhube der Treibzylinder berechnen. Mit Rücksicht auf die Seite 361 gemachten Bemerkungen ist es offenbar, dass in keinem Falle mehr Wasser verwendet wurde, als aus dieser Berechnung folgt. Dagegen muss bei einem schnellern Gange der Maschine etwas weniger Wasser verwendet worden seyn, wie die Bemerkungen Seite 419 zeigen.

Die Oeffnungen der Regulirungspipe habe ich bei jedem Gange der Maschine nicht selbst messen können, sie wurden mir aber vom Herrn Markscheider *Florian* unter Verbürgung der Richtigkeit angegeben. Auf solche Art ergab sich bei dem

1. Versuch. Die Regulirungspipe wurde $3^1/_2$ Linien geöffnet, jeder Kolben des Treibzylinders machte genau 2 Doppelhübe in der Minute oder jeder Kolben ging in der Minute 2mal hinauf und 2mal hinab, die Hubshöhe des Treibkolbens war 63 Zoll, und das Gefäss mit 1,621 Kubikfuss Inhalt wurde von dem gehobenen Wasser in 42 Sekunden einmal gefüllt.

2. Versuch. Die Regulirungspipe wurde 4 Linien geöffnet, jeder Kolben des Treibzylinders machte genau 3 Doppelhübe in der Minute, die Hubshöhe des Treibkolbens war 67 Zoll, und das Gefäss wurde von dem geförderten Wasser in 26 Sekunden einmal gefüllt.

3. Versuch. Die Regulirungspipe wurde $4^1/_2$ Linien geöffnet, jeder Kolben des Treibzylinders machte genau 4 Doppelhübe in der Minute, die Hubshöhe des Treibkolbens war $71^1/_3$ Zoll, und das Gefäss wurde von dem gehobenen Wasser in 18 Sekunden einmal gefüllt.

4. Versuch. Die Regulirungspipe wurde 5 Linien geöffnet, jeder Kolben des Treibzylinders machte genau 5 Doppelhübe in der Minute, die Hubshöhe des Treibkolbens war $75^1/_4$ Zoll, und das Gefäss wurde von dem geförderten Wasser in 14 Sekunden einmal gefüllt.

Die Querschnittsfläche der Durchflussöffnung des Wassers innerhalb der Regulirungspipe ist im ersten Versuche $= 283{,}5$ Quadratlinien, im zweiten Versuche $= 324{,}0$ Quadratlinien, im dritten Versuche $= 364{,}5$ Quadratlinien, und im letzten Versuche $= 405{,}0$ Quadratlinien.

Die Zeit eines Hubes ist im ersten Versuche $t = 15$, im zweiten $t = 10$, im dritten $t = 7{,}5$ und im vierten Versuche $t = 6$ Sekunden.

Die Substituzion dieser Werthe gibt nunmehr für den ersten Versuch das Kraftmoment für einen Hub $=$

$$77{,}26\,(258 + 2{,}63 - 29{,}54 - 0{,}61 - 1{,}09 - 0{,}02 - 0{,}01) - 350 - 79 - 342 = 77{,}26 \,.\, 229{,}36 - 771 = 16949$$

das Lastmoment $= 32{,}88\,(435 + 68{,}90 + 0{,}05 + 0{,}07 + 0{,}01 + 0{,}01) = 32{,}88 \,.\, 504{,}04 = 16573$

Für den zweiten Versuch gibt die Substituzion das Kraftmoment $=$

$$82{,}17\,(258 + 2{,}79 - 29{,}54 - 1{,}54 - 2{,}12 - 0{,}05 - 0{,}01) - 372 - 201 - 364 = 82{,}17 \,.\, 227{,}53 - 937 = 17759$$

das Lastmoment $= 34{,}97\,(435 + 68{,}90 + 0{,}13 + 0{,}18 + 0{,}02 + 0{,}03) = 34{,}97 \,.\, 504{,}26 = 17634$

Für den dritten Versuch gibt die Substituzion das Kraftmoment $=$

$$87{,}48\,(258 + 2{,}97 - 29{,}54 - 3{,}10 - 3{,}38 - 0{,}10 - 0{,}03) - 396 - 405 - 387 = 87{,}48 \,.\, 224{,}82 - 1188 = 18479$$

das Lastmoment $= 37{,}23\,(435 + 68{,}90 + 0{,}27 + 0{,}34 + 0{,}04 + 0{,}05) = 37{,}23 \,.\, 504{,}60 = 18786$

Für den vierten Versuch gibt die Substituzion das Kraftmoment $=$
$92{,}29\,(258 + 3{,}14 - 29{,}54 - 5{,}40 - 4{,}76 - 0{,}17 - 0{,}05) - 418 - 705 - 409 = 92{,}29 \,.\, 221{,}22 - 1532 = 18884$
das Lastmoment $= 39{,}27\,(435 + 68{,}90 + 0{,}47 + 0{,}56 + 0{,}07 + 0{,}09) = 39{,}27 \,.\, 505{,}09 = 19835$.

Im ersten Falle ist das Kraftmoment um 376 und im zweiten Falle um 125 grösser, als das Lastmoment; für den dritten Versuch ergibt sich aber das Lastmoment um 307 und im vierten Versuche um 951 grösser, als die Berechnung des Kraftmomentes. Die Anzahl Pferdekräfte, welchen die Wirkung der Maschine gleichkommt, ist im ersten Versuche $= \frac{16949 + 771}{15 \,.\, 400} = 3{,}0$, im zweiten Versuche $= \frac{17759 + 937}{10 \,.\, 400} = 4{,}7$ ferner im dritten Versuche $= \frac{18479 + 1188}{7{,}5 \,.\, 400} = 6{,}6$ und im vierten Versuche $= \frac{18884 + 1532}{6 \,.\, 400} = 8{,}5$ Pferden.

Der kubische Inhalt des Einfallwassers, wenn es nach dem Kolbenhube berechnet wird, ist für den ersten Versuch $= \frac{3{,}1416\, \mathfrak{D}^2 . \, b}{4} = \frac{3{,}1416}{4}\left(\frac{83}{144}\right)^2 \cdot \frac{63}{12}$ für 15 Sekunden; dagegen wurde das Gefäss mit $1{,}621$ Kubikfuss von dem gehobenen Wasser in 42 Sekunden einmal angefüllt. Da nun das Aufschlagwasser $\mathfrak{H} = 258$ Fuss hoch einfällt, und das gehobene Wasser $H + H'' = 187 + 248 = 435$ Fuss hoch gefördert wird, so verhält sich in dem ersten Versuche der Kraftaufwand zum Effekte
$= \frac{3{,}1416}{4}\left(\frac{83}{144}\right)^2 \cdot \frac{63}{12} \cdot \frac{258}{15} : \frac{1{,}621}{42} \cdot 435 = 100 : 71{,}3$. Dieses Verhältniss ist nicht mehr wegen dem Verluste bei Ventilen mit $^{11}/_{12}$ zu multipliziren, weil das gehobene Grubenwasser unmittelbar abgemessen wurde.

Auf gleiche Art ergibt sich im zweiten Versuche das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte $= \frac{3{,}1416}{4}\left(\frac{83}{144}\right)^2 \cdot \frac{67}{12} \cdot \frac{258}{10} : \frac{1{,}621}{26} \cdot 435 = 100 : 72{,}2$.

Für den dritten Versuch erhalten wir das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte
$= \frac{3{,}1416}{4}\left(\frac{83}{144}\right)^2 \cdot \frac{71^1/_3}{12} \cdot \frac{258}{7{,}5} : \frac{1{,}621}{18} \cdot 435 = 100 : 73{,}4$. Endlich ergibt sich für den vierten Versuch das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte
$= \frac{3{,}1416}{4}\left(\frac{83}{144}\right)^2 \cdot \frac{75^1/_4}{12} \cdot \frac{258}{6} : \frac{1{,}621}{14} \cdot 435 = 100 : 71{,}6$. Wird dann noch das bei einem Kolbenhube verwendete Aufschlagwasser $\frac{3{,}1416}{4}\left(\frac{83}{144}\right)^2 \cdot \frac{b}{12}$ mit t dividirt, und mit 60 multiplizirt, so ergibt sich das in einer Minute verwendete Aufschlagwasser im ersten Versuche $= 5{,}48$ Kubikfuss, im zweiten Versuche $= 8{,}74$ Kubikfuss, im dritten Versuche $= 12{,}41$ Kubikfuss und im vierten Versuche $= 16{,}36$ Kubikfuss. Auf gleiche Art ergibt sich das in einer Minute geförderte Grubenwasser, wenn wir den kubischen Inhalt $1{,}621$ Kubikfuss des Gefässes mit der beobachteten Anfüllungszeit dividiren, und mit 60 multipliziren. Diess gibt im ersten Versuche $2{,}32$ Kubikfuss, im zweiten Versuche $3{,}74$ Kubikfuss, im dritten Versuche $5{,}40$ Kubikfuss, endlich im vierten Versuche $6{,}95$ Kubikfuss.

Werden alle diese Werthe zusammengestellt, so ergibt sich für die angestellten vier Versuche folgende Tabelle.

No.	der Regulirungspipe		Anzahl der Doppelhübe in einer Minute.	Zeit eines Kolbenhubes t Sekunden	Hubshöhe des Treibzylinder-Kolbens b Zolle.	Kraftmoment	Lastmoment	Differenz der zwei Momente.	Anzahl der Pferdekräfte.	Einfallswasser	Gehobenes Wasser	Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte.
	Oeffnung. Linien	Querschnitt. Quadrat-Linien				für einen Hub				in einer Minute Kubikfuss		
I.	3,5	283,5	2	15	63	16949	16573	+376	3,0	5,48	2,32	100 : 71,3
II.	4,0	324,0	3	10	67	17759	17634	+125	4,7	8,74	3,74	100 : 72,2
III.	4,5	364,5	4	7,5	71⅓	18479	18786	—307	6,6	12,41	5,40	100 : 73,4
IV.	5,0	405,0	5	6	75¼	18884	19835	—951	8,5	16,36	6,95	100 : 71,6

§. 297.

Werden die in der vorstehenden Tabelle berechneten Differenzen zwischen dem Bewegungsmomente der Kraft und jenem der Last mit der wirklichen Grösse dieser Momente verglichen, so zeigt sich ein unbedeutender Unterschied. Die Maschine macht gewöhnlich 3 bis 4 Doppelhübe in der Minute; im ersten Falle ist das Bewegungsmoment der Kraft = 17759, und jenes der Last = 17634, folglich das Kraftmoment um 125 oder um den 142ten Theil grösser, als das Lastmoment. Macht aber die Maschine 4 Doppelhübe in der Minute, so ist das Kraftmoment = 18479 und das Lastmoment = 18786, folglich das Kraftmoment um 307 oder um den 60ten Theil kleiner als das Lastmoment. Beide Unterschiede sind so unbedeutend, dass man allerdings mit dieser Uebereinstimmung zwischen Theorie und Erfahrung zufrieden seyn könnte.

Betrachten wir jedoch die Gleichungen im vorigen §. woraus das Kraft- und Lastmoment abgeleitet wurde, näher, so zeigt sich, dass nebst der hydrostatischen Höhe vorzüglich jene Widerstandshöhe, welche durch die Kolbenreibung entsteht, von Bedeutung sey, da die andern Widerstandshöhen verhältnissmässig nur gering sind. So ist in dem Falle, wenn 3 Doppelhübe in der Minute gemacht werden, die hydrostatische Höhe des Einfallwassers = 260,79 Fuss und die Höhe des Reibungswiderstandes am Treibkolben = 29,54 Fuss, wogegen alle andern Widerstände nur 3,72 Fuss betragen. Bei der Last ist die hydrostatische Druckhöhe = 435 Fuss, die Höhe des Reibungswiderstandes an dem Kolben der Druckstiefel = 68,90 Fuss und alle andern Widerstandshöhen nur = 0,36 Fuss. Es ist also die Kolbenreibung der bei weitem grösste Widerstand, und so lange nicht durch genaue Versuche nachgewiesen ist, wie viel dieselbe beträgt, so lange wird man auch aus solchen Vergleichungen, wie die eben angeführten, die Richtigkeit der Theorie genügend zu erweisen nicht im Stande seyn.

§. 298.

Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte erscheint in der obigen Tabelle für alle vier Versuche beinahe gleich, doch ist es bei dem mittlern Gange der Maschine etwas grösser. Diess führt uns zu einer sehr wichtigen Betrachtung, welche bei der vorgetragenen Theorie, um nicht allzu weitläufige Formeln zu erhalten, nicht berücksichtiget wurde.

Betrachten wir zuerst die Bewegung bei einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine. Wir haben angenommen, dass der Treibkolben seine ganze Höhe erreicht hat, wenn das Einfallrohr abgeschlossen und hiedurch die Bewegung, der Zufluss und der Druck des einfallenden Wassers an diesen Kolben aufgehoben wird. Diese Annahme ist aber unrichtig. Sobald nämlich das Einfallwasser abgesperrt wird, setzt der Treibkolben seine Bewegung und eben so auch das Wasser in den Saug- und Satzröhren dessen Bewegung nach dem allgemeinen Gesetze der Trägheit noch durch einige Zeit t' fort, bis endlich diese Bewegung, welche durch alle vorhandenen Widerstände verzögert wird, ganz aufhört. Je mehr die Regulirungspipe geöffnet wird, und je schneller die Maschine sich bewegt, desto grösser wird auch die Zeit t' und der während derselben beschriebene Raum s' des Treibkolbens seyn. Dieser Umstand tritt aber nicht bloss bei dem Aufsteigen, sondern auch bei dem Herabgehen des Treibkolbens ein. Hieraus folgt offenbar, dass die von uns aufgestellte Berechnung der Zeit eines Kolbenhubes, die Gleichung zwischen Kraft und Last, und die Berechnung des erforderlichen Aufschlagwassers bei einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine zwar für die gewöhnlichen praktischen Fälle hinreichend sey, bei einer genauern Untersuchung dieses Gegenstandes aber wesentlich abgeändert werden müsse. Zugleich sieht man, dass das Quantum des Aufschlagwassers nach dem Kolbenhube berechnet, von der wirklich verwendeten Wassermenge um desto mehr abweichen werde, je schneller die Maschine sich bewegt.

Die Geschwindigkeit der Bewegung einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine hat jedoch ihre Gränze, die nicht überschritten werden darf. Geht nämlich die Maschine zu schnell, so vermehren sich alle Widerstände bei der Bewegung des Wassers in den Röhren, da dieselben grossentheils von dem Quadrate der Geschwindigkeit des Wassers abhängen. So wie also einerseits bei einer schnellern Bewegung der Maschine an Kraftwasser erspart wird, so vermehren sich doch wieder anderseits die Widerstände, und es tritt hier ein Maximum ein, welches uns den vortheilhaftesten Gang der Maschine angibt.

Aehnliche Betrachtungen treten ebenfalls bei den doppelt wirkenden Wassersäulenmaschinen ein. Auch hier wird der erste Treibkolben, wenn das Einfallwasser abgesperrt ist, seine Bewegung noch so weit fortsetzen, bis er theils durch die vorhandenen Widerstände, theils durch den Druck des Wassers auf den zweiten Kolben zum Stillstande gebracht, und hierauf die entgegengesetzte Bewegung anzunehmen genöthigt wird. Es wird also auch hier für den vortheilhaftesten Gang ein Maximum eintreten, welches der Tabelle zu Folge bei der Maschine in *Kreuth* bei 4 Doppelhüben in der Minute Statt findet. Das dort angeführte Verhältniss 100 : 73,4 des Kraftaufwandes zum Effekte würde sich jedoch weit vortheilhafter zeigen, wenn auch das verwendete Aufschlagwasser nicht berechnet, sondern abgemessen worden wäre.

Diese Betrachtungen zeigen, was bei einer genauen Theorie der Wassersäulenmaschinen noch zu berücksichtigen ist. Vergleicht man alles Angeführte mit jener Theorie, welche Herr Bergrath *Schitko* im 2ten Hefte seiner Beiträge zur Bergbaukunde aufstellte, so dürfte man wohl trotz der Uebereinstimmung, welche dort mit der Erfahrung nachgewiesen werden will, bedeutende Zweifel erheben. In jedem Falle hätte bei der *Schemnitzer* Maschine durch genaue Versuche vorerst der Widerstand der Kolbenreibung festgestellt werden sollen, denn ohne solchen Versuchen bleibt die Annahme für diesen bedeutenden Widerstand der Willkühr überlassen und dient also zur Bestättigung jeder beliebigen Rechnung. Da der Zweck dieses Handbuches nicht in der Kritik anderer Schriften, sondern in der Verbreitung nützlicher Kenntnisse besteht, so finde ich eine jede weitere Erörterung der von Herrn *Schitko* aufgestellten Theorie hier nicht an ihrem Orte; ich muss aber doch mit Bedauern erwähnen, das ich mich fruchtlos an den gegenwärtigen Nachfolger des (im Frühjahre 1834 verstorbenen) Herrn Bergrathes *Schitko* mit der Bitte um Mittheilung einiger Dimensionen und Beobachtungen bei der in *Schemnitz* aufgestellten grossen Wassersäulenmaschine im *Leopoldi*-Schachte verwendet habe. Diese Mittheilungen waren mir zum Behufe einer genauen Vergleichung jener Maschine mit einer Theorie erforderlich, wobei die oben angezeigten Betrachtungen berücksichtigt sind. Meine Zeit erlaubte mir noch nicht, die Reise nach *Schemnitz* zu machen, und so bleibt hier in der erschöpfenden Theorie der Wassersäulenmaschinen noch eine Lücke, deren Aufklärung die Förderung der Wissenschaft wünschenswerth macht.

§. 299.

Wir haben schon §. 267 bemerkt, dass die Förderung der Erze in *Kreuth* mit Wasserkübeln, die als Gegengewichte dienen, vorgenommen wird. In dem tonnlegigen Schachte ist nämlich eine doppelte Holzbahn mit schwachen Eisenschienen belegt, hergestellt, worauf ein Kübel oder Tonne, die oben mit Wasser gefüllt wird, mittelst eines Treibseiles, das um eine Welle geschlungen ist, während dem Herabgehen einen Karren Hauwerk aufzieht. Der dortigen Erfahrung zu Folge werden 920 ℔ Hauwerk mit einem Förderungskübel, worinn 20¾ Kubikfuss Wasser sich befinden, aufgezogen. Hiemit wird die tonnlegige Teufe von 145 Klafter in 4¼ Minute zurückgelegt (die seigere Teufe ist 113 bis 114 Klafter). Da hier die Förderungshöhen für beide Kübel gleich sind, so verhält sich der Kraftaufwand zum Effekte wie 20¾ . 56,4 : 920 = 100 : 78,6. Demnach gehen 21,4 Prozent vom Kraftaufwande verloren, und man findet hier ein ähnliches Resultat, wie wir es schon §. 569 im I. Bande bei den Frachtkosten auf selbstwirkenden schiefen Eisenbahnen angeführt haben. Auch dort hat sich nämlich gezeigt, dass die Frachtkosten grösser sind, als auf einer horizontalen Bahn. Wird aber bei der Wasserförderungs-Maschine in *Kreuth* noch berücksichtigt, dass das Kübelwasser, nachdem es unten ausgeschüttet ist, neuerdings durch die Wassersäulenmaschine mit einem Verluste von beiläufig 30 Prozent am Kraftaufwande gehoben werden muss, so ergibt sich ein Gesammtverlust mit der Hälfte des ganzen Kraftaufwandes. Hieraus ist ersichtlich, dass eine solche Kübelförderung in jenem Falle, wo das verwendete Wasser durch eine zweite Maschine wieder gehoben werden muss, keineswegs als Muster einer mechanischen Konstrukzion dienen könne.

§. 300.

Am Schlusse dieses Kapitels theile ich noch die Beobachtung über den Effekt einer zweiten Wassersäulenmaschine mit, welche zu *Raibl* in Kärnthen an der Sohle des *Franzisci*-Erbstollen aufgestellt ist, und von mir am 14. Dezember 1832 besichtigt wurde. Diese Maschine ist im Jahre 1819 von dem Zimmermeister in *Raibl* erbaut worden. Sie besteht aus zwei metallenen Treibzylindern von 5 Zoll Durchmesser im Lichten, welchen durch eine Wendungspipe abwechselnd das Aufschlagwasser zugeführt, und nach verrichtetem Hube durch dieselbe Wendungspipe wieder abgeleitet wird. Die Höhe des Aufschlagwassers beträgt 29 Klafter = 174 N. Oe. Fuss. Die Steuerung dieser Maschine ist auch mit einem Fallhammer vorgerichtet; die 2 Treibkolben ziehen ein Rad mit Uhrketten abwechselnd hin und her, wodurch dann das an derselben Welle angebrachte Steuerungsrad eine gleiche Bewegung erhält. Hiedurch wird das darunter befindliche Hammerrad mit dem Fallhammer bewegt, und so der Laufer hin und her geschoben.

Diese Maschine verrichtet zu gleicher Zeit folgende zwei Arbeiten: 1$^{\text{tens.}}$ Fördert sie auf 30 Klafter Seigerhöhe die Grubenwässer, welche dann gemeinschaftlich mit den Aufschlagwässern durch den Erbstollen ablaufen. 2$^{\text{tens.}}$ Bewegt sie einen zweiten Kunstsatz mittelst eines 40 Klafter langen, einmal unter rechtem Winkel gewendeten Feldgestänges; dieser Satz hat 20 Klafter Seigerteufe. Beide Sätze sind vereinigte Saug- und Druckwerke, allein die Steigröhren, so wie die Einfallsröhre des Aufschlagwassers sind bloss von Holz, mit Eisen beschlagen, und liessen im Jahre 1832 schon häufig das Wasser durch, wesshalb man die Maschine auch abzuändern gesonnen war.

Die ganze Höhe, auf welche das 29 Klafter seiger einfallende Aufschlagwasser die Grubenwässer zu heben hat, ist daher 30 + 20 = 50 Klafter. Die Maschine machte zur Zeit der Beobachtung 23 Gänge in einer Minute, oder jeder Kolben des Treibzylinders ging in einer Minute 11½ mal hinauf und 11½ mal hinab.

Da sich hier sowohl das von jedem Druckwerke gehobene Wasser, als auch das verwendete Aufschlagwasser durch unmittelbare Abmessung bestimmen liess, so wurde zu diesem Behufe ein genau verfertigtes zylindrisches Gefäss sowohl nach seinem kubischen Inhalte berechnet, als auch mit einem vorhandenen Kubikfusse Wasser gefüllt. Der obere Durchmesser dieses Gefässes war im Lichten = 18⅓ Zoll, demnach die Querschnittsfläche $F = \frac{3{,}1416}{4}(18\tfrac{1}{3})^2 = 263{,}9817$ Quadrat Zoll; der untere Durchmesser war aber im Lichten = 15⅓ Zoll, demnach die Querschnittsfläche $f = \frac{3{,}1416}{4}(15\tfrac{1}{3})^2 = 184{,}6563$ Quadrat Zoll. Da dieses Gefäss einen abgestutzten Kegel bildete, dessen Höhe 16¼ Zoll war, so ergibt sich der kubische Inhalt $= \frac{16\frac{1}{4}}{3}(F + \sqrt{F\,.\,f} + f) = \frac{16\frac{1}{4}}{3}(263{,}9817 + \sqrt{263{,}9817\,.\,184{,}6563} + 184{,}6563)$ $= 3626{,}04$ Kubik Zoll $= 2{,}0984$ Kubikfuss. Dieses Gefäss wurde nun mit dem vorhandenen mit Wasser gefüllten Kubikfusse gemessen; es fasste 2 Kubikfuss, wobei es aber oben auf ⅓ Zoll leer blieb. Demnach war der Kubikinhalt $= 2 + \frac{3{,}1416}{4} \cdot \frac{(18\frac{1}{3})^2\,.\,\frac{1}{3}}{1728} = 2{,}0509$ Kubikfuss. Das Mittel zwischen beiden Messungen gibt den kubischen Inhalt des Gefässes mit 2,075 Kubikfuss.

Die erste Abmessung betraf das Kraftwasser. Wiederholten Versuchen zu Folge wurde das Gefäss von 2,075 Kubikfuss binnen 10 Sekunden von jenem Wasser gefüllt, welches von den zwei Treibzylindern abfloss. Die Maschine machte, wie oben bemerkt wurde, 23 Gänge in einer Minute, oder jeder Kolben der Treibzylinder ging in der Minute 11½ mal hinauf und eben so oft herab. Die Hubshöhe des Treibkolbens war 34 Zoll und jeder Treibzylinder hatte, wie bemerkt, 5 Zoll Durchmesser im Lichten. Das verwendete Aufschlagwasser betrug daher nach dem Kubikinhalte beider Treibzylinder berechnet, in einer Sekunde $\frac{3{,}1416}{4}\left(\frac{5}{12}\right)^2 \cdot \frac{34}{12} \cdot \frac{23}{60} = 0{,}1481$ Kubikfuss; nach der unmittelbaren Messung des abfliessenden Wassers war dieses aber in einer Sekunde = 0,2075 Kubikfuss. Demnach verhielt sich die aus dem Kolbenhube berechnete Aufschlagswassermenge zur unmittelbaren Abmessung = 0,1481 : 0,2075 = 100 : 140; es ging also mehr als der dritte Theil des zufliessenden Aufschlagwassers theils in dem Ableitrohre, da hier keine Vorrichtung zur Wassersparung wie bei der Maschine in *Kreuth* vorhanden ist, theils auch durch Herausdringen am Umfange der Kolbenliederung verloren.

Die zweite Messung wurde bei dem Lastwasser vorgenommen, welches mit dem obern Druckwerke 30 Klafter seiger gehoben wird. Das obige Gefäss von 2,075 Kubikfuss wurde binnen 47 Sekunden von diesem Wasser angefüllt. Die Hubshöhe der Kolben dieses Druckwerkes wurde zuerst oben, oder neben den Treibzylindern an den Schachtstangen gemessen, und = 37½ Zoll gefunden. Hierauf wurde diese Hubshöhe unten bei den Stiefeln gemessen, und = 37 Zoll gefunden; demnach dehnen sich die Schachtstangen bei dem Aufzuge um ½ Zoll aus, und drücken sich bei dem Herabgehen der Kolbenstange um eben so viel in einander. Der Durchmesser der Stiefel misst 3 Zoll, der Durchmesser der Steigröhren, so wie der Einfallsröhren ebenfalls 3 Zoll. Sonach beträgt der kubische Inhalt des gehobenen Wassers, nach dem Kolbenhube berechnet, in einer Sekunde für beide Stiefel $\frac{3{,}1416}{4}\left(\frac{3}{12}\right)^2 \cdot \frac{37}{12} \cdot \frac{23}{60} = 0{,}0580$ Kubikfuss, wogegen nach der wirklichen Abmessung $\frac{2{,}075}{47} = 0{,}0441$ Kubikfuss in der Sekunde gehoben wurden. Es verhält sich also die aus dem Kolbenhube berechnete Wassermenge zu der nach der Abmessung wirklich gehobenen = 0,0580 : 0,0441 = 100 : 76,0 oder der Wasserverlust bei Kolben und Ventilen beträgt den 4ten Theil des Kolbenhubes.

Sowohl das Grubenwasser, als jenes Wasser, welches von den Kübeln der Förderungsmaschine ausgeschüttet wird, und sich in dem Sumpfe sammelt, wird von dem zweiten, tiefer liegenden Druckwerke gehoben. Die Stiefel desselben haben 3⅔ Zoll Durchmesser im Lichten, die Hubshöhe der Kolben ist 25 Zoll und der Durchmesser der Steigröhre beträgt wieder 3 Zoll.

Hier wurde die dritte Abmessung des gehobenen Wassers vorgenommen, und hiezu das eigens verfertigte Gefäss von einem Kubikfusse Inhalt gebraucht. Mehreren Messungen zu Folge wurde dieses Gefäss in 21½ Sekunden von dem gehobenen Wasser gefüllt; es war demnach die in einer Sekunde gehobene Wassermenge $= \frac{1}{21{,}5} = 0{,}0465$ Kubikfuss. Dagegen ist die in der Sekunde nach dem Kolbenhube berechnete Wassermenge $= \frac{3{,}1416}{4}\left(\frac{3^2/_3}{12}\right)^2 \cdot \frac{25}{12} \cdot \frac{23}{60} = 0{,}0586$ Kubikfuss. Es verhält sich also die nach dem Kolbenhube bestimmte Wassermenge zu der abgemessenen = 0,0586 : 0,0465 = 100 : 79,4 oder durch den Verlust bei Kolben und Ventilen, dann im Steigrohre wird der fünfte Theil des Wassers weniger gefördert, als es ohne diesem Verluste der Fall wäre.

Das Verhältniss des Kraftaufwandes zum Effekte ergibt sich auf folgende Art: Das verwendete Aufschlagwasser ist der vorgenommenen Abmessung zu Folge in einer Sekunde = 0,2075 Kubikfuss; wird diess mit der Einfallhöhe von 174 Fuss und mit 56,4 multiplizirt, so ist das Kraftmoment = 2036. Der Abmessung zu Folge werden von dem ersten Satze in der Sekunde 0,0441 Kubikfuss auf 180 Fuss Seigerhöhe gehoben, woraus das Moment 448 entsteht. Von dem zweiten Satze werden gemäss der Abmessung in einer Sekunde 0,0465 Kubikfuss gehoben, welche mit der Hubshöhe von 120 Fuss und 56,4 multiplizirt ein Bewegungsmoment von 315 geben. Demnach verhält sich der Kraftaufwand zu dem Effekte = 2036 : 448 + 315 = 100 : 37,5 oder es gehen fünf Achtel von dem vorhandenen Kraftaufwande verloren. Die Ursache liegt vorzüglich auch in dem Verluste des Wassers im Einfalls- und Steigrohre.

Vergleichen wir das Kraftmoment von 2036 mit dem Bewegungsmomente einer Pferdekraft, oder mit 400, so ergibt sich die Anzahl Pferdekräfte, welchen die Wirkung der Wassersäulenmaschine gleich kommt $= \frac{2036}{400} = 5{,}1$ oder diese Maschine leistet eine gleiche Arbeit wie 5,1 Pferde, sie kommt also der Maschine von *Kreuth* ziemlich nahe.

§. 301.

Zunächst der eben beschriebenen Wassersäulenmaschine, welche an der Sohle des *Franzisci*-Erbstollen in *Raibl* aufgestellt ist, steht eine Erz-Förderungsmaschine, welche dort Spritzrad genannt wird. Diese Maschine besteht aus einem horizontalen Rade von 4 Fuss 5 Zoll äusserem Durchmesser, an welchem 14 lothrecht stehende schmiedeiserne Schaufeln von 6 Zoll Breite und 6 Zoll Höhe in der Richtung gegen den Mittelpunkt befestigt sind. Die Welle dieses Rades steht lothrecht, hat 9 Zoll Dicke und 5 Fuss Höhe; an ihrem obern Ende ist ein Getriebe mit 7 eisernen Stäben befestigt, oder in die stehende Welle eingelegt. Dieses Getriebe greift in ein hölzernes Kammrad mit 57 eisernen Zähnen und 3½ Zoll Theilung. An der horizontalen Welle dieses Kammrades ist das Seil befestigt, wodurch die mit Bleierz gefüllten Kübel aufgezogen werden.

Zur Zeit als die Wassersäulenmaschine ausser Betrieb gesetzt ist, wird dasselbe, 29 Klafter hoch einfallende Wasser auf das Spritzrad geleitet, indem man dieses Wasser durch eine 4 Zoll lange und 8 Linien im Lichten weite Ausflussröhre winkelrecht auf die Mitte der blechernen Schaufeln ausströmmen lässt. Die bedeutend grosse Geschwindigkeit, womit der Wasserstrahl die Schaufeln trifft, bewirkt, dass dieses horizontale Rad sich äusserst schnell im Kreise umdreht, hiedurch die zweite Welle ebenfalls bewegt und so die Erzkübel aufzieht. Da das Wasser nach allen Richtungen herum spritzt, so musste das ganze Rad mit einer hölzernen Verschalung eingeschlossen werden.

Die Erze werden mit dieser Maschine vom dritten Laufe bis zur Sohle der *Franzisci*-Erbstollen, oder 30 Klafter hoch gefördert. Zu Folge der Mittheilungen, welche mir an Ort und Stelle über die Leistung dieser Maschine gemacht wurden, erfordert das Spritzrad 21 Kubikfuss Wasser, um einen Kübel von 49 ℔ Gewicht, mit 250 ℔ Hauwerk gefüllt, zusammen also 299 ℔ zu heben. Demnach verhält sich der Kraftaufwand zum Effekte = 21 . 56,4 . 29 . 6 : 299 . 30 . 6 = 100 : 26,1. Die Wirkung dieser Maschine, welche im Jahre 1819 erbaut wurde, ist also beinahe 2 mal so gross, als jene der Reakzionsmaschine im *Michaels*-Schachte zu *Hodritsch* in Ungarn, wovon wir schon Seite 387 gesprochen haben.

§. 302.

Im dritten Laufe des *Franzisci*-Erbstollen ist noch eine Kübelmaschine aufgestellt, womit das Hauwerk 20 Klafter seiger gefördert wird. Die Maschine hat einen für diese Tiefe berechneten konischen Korb, und es wird durch das Gewicht eines mit Wasser gefüllten herabgehenden Kübels zu gleicher Zeit ein zweiter mit Hauwerk gefüllter Kübel aufgezogen. Die Förderung findet lothrecht im Schachte, also nicht auf einer tonnlegigen Eisenbahn wie in *Kreuth* Statt.

Nach den Mittheilungen des Herrn k. k. Bergverwalters *Leyer* wiegt ein leerer Kübel 85 N. Oe. Pfund und wird mit 7½ Kubikfuss Wasser oder mit 423 Pfund gefüllt. Dieser Kübel geht in einer Minute 20 Klafter seiger herab, und bringt zu gleicher Zeit in dem zweiten Kübel 3⅓ Kubikfuss Erz oder 4⅙ Kubikfuss taubes Gestein, oder 375 Pfund Ladung auf die gleiche Höhe von 20 Klafter hinauf. Demnach verhält sich der Kraftaufwand zum Effekte = 423 : 375 = 100 : 88,7 oder es geht der neunte Theil des Kraftaufwandes verloren.

Dieser Verlust wäre an und für sich nicht bedeutend, allein das von den Kübeln ausgeschüttete Wasser muss nun mittelst der Wassersäulenmaschine wieder 20 Klafter hoch bis zur Sohle des Erbstollens zurückgehoben werden. Hiebei gehen nach Seite 423 wieder 62,5 Prozent am Kraftaufwande verloren. Der gesammte Verlust beträgt also drei Viertel der vorhandenen Kraft, und man sieht leicht, dass es sehr unzweckmässig wäre, eine solche Kübelförderung anzulegen, wenn nicht, wie es hier der Fall ist, die Wassersäulenmaschine ohnehin wegen Förderung des Grubenwassers nothwendig wäre. Bei einer Umbauung dieser Maschine, welche in einiger Zeit nothwendig wird, kann das Spritzrad und die Kübelmaschine beseitigt, dagegen aber die neue Wassersäulenmaschine sowohl zur Förderung des Grubenwassers, als auch zur unmittelbaren Förderung des Hauwerkes vorgerichtet werden.

XII. Kapitel.

Gebläse.

§. 303.

Die Schmelzung und Verarbeitung der Metalle erfordert gewöhnlich einen höhern Hitzegrad, als derselbe bei einem offenen Feuer unter Zutritt der äussern atmosphärischen Luft Statt finden kann. Es muss sonach die Zuströmung der Luft entweder durch einen künstlichen Luftzug belebt, oder auch die Luft in besondern Behältern aufgefangen, zusammengedrückt und durch eine Röhrenleitung an jenen Ort geführt werden, wo man sie zur schnellern und lebhaftern Verbrennung des Brennmateriales benöthigt. Auf der Beförderung des Luftzuges beruht das Schmelzen in Flammöfen und andere in der Hüttenkunde eingeführte Operazionen. Weit häufiger werden aber eigene Gebläse gebraucht. Man versteht hierunter Maschinen, mittelst welcher die Luft aufgefangen, zusammengedrückt und durch eine längere oder kürzere Röhre, die Windleitung, in die Form des Heerdes oder Ofens geführt wird. Jene Oeffnung, welche in einem Schmelzraume oder Ofen zum Behufe der Einströmung des Windes angebracht wird, nennt man die Form, und es sind solcher Oeffnungen oder Formen zuweilen mehrere bei einem Schmelzofen vorhanden. Die Röhre, wodurch die zusammengepresste Luft aus dem Gebläse ausströmt, und durch die Form dem Ofen zugeführt wird, nennt man die Düse oder Deute; die Oeffnung am Ende dieser Röhre wird aber das Düsenmaul oder die Düsenöffnung genannt.

Wir sehen hieraus, dass alle Gebläse eigentlich Pumpen sind, welche die Luft ansaugen, sodann zusammenpressen und durch eine kleine Oeffnung wieder herausdrücken; die ausströmende Luft wird also je nach dem Grade ihrer Kompression auch mit einer mehr oder minder grossen Geschwindigkeit aus der Düsenöffnung herausfliessen. Der Gebrauch der Metalle, welcher schon den ältesten Zeiten angehört, setzt es ausser Zweifel, dass man sich schon in den frühesten Jahrhunderten der Gebläse bediente. Ohne Zweifel bestanden dieselben ursprünglich aus zusammengenähten Thierhäuten, welche ausgedehnt, dann zusammengedrückt und die in ihnen enthaltene Luft durch eine kleine Oeffnung ausgepresst wurde. Nach und nach wurden diese Gebläse verbessert und es entstanden die ledernen Spitzbälge, deren man sich gegenwärtig noch in Schmidten, seltener bei Verschmelzungen bedient. Sie bestehen aus zwei spitzig gegen einander zulaufenden hölzernen Scheiben oder Deckeln, in deren untern ein Luftsaugventil angebracht, die drei Seitenwände aber mit einem ledernen Balge luftdicht verschlossen werden. Die untere hölzerne Scheibe wird gewöhnlich mittelst einer Kette oder eines Seiles, das über eine feste Rolle geschlungen ist, mit einem hölzernen Hebel verbunden, und der letztere durch den Tritt eines Arbeiters herabgedrückt. Hiebei wird die untere Scheibe gegen die unbewegliche obere Scheibe bewegt, die im Balge enthaltene Luft zusammen gedrückt, und zum Ausströmen durch die Oeffnung an seiner Spitze oder durch die Düse genöthigt. Hat sich die untere Scheibe auf solche Art durch die Kraft des Arbeiters hinaufbewegt, so geht sie durch ihr eigenes Gewicht wieder hinab, saugt zu gleicher Zeit die Luft an, und wird dann abermals durch den Tritt des Arbeiters auf den Hebel hinaufbewegt. Diess ist die Konstrukzion der gewöhnlichen einfachen ledernen Bälge.

Weil die Luft bei einer solchen Vorrichtung nur während dem Aufzuge der untern Scheibe ausströmt, während dem Herabgehen oder Saugen aber keine Luft in die Form geführt wird, so bedient man sich gewöhnlich der Doppelbälge, welche aus einem untern und einem obern darüber liegenden Balge bestehen. Die Luft wird nun aus dem untern Balge während dem Heraufgehen der untern Scheibe durch das angebrachte Ventil in den obern Balg gedrückt, aus welchem sie fortwährend ausfliesst, indem sie aus demselben gewöhnlich durch ein darüber liegendes Gewicht beständig durch die Düse herausgedrückt wird. Bei einem solchen Doppelbalge ist also die mittlere Scheibe unbeweglich, die untere wird durch die vorhandene Kraft abwechselnd in die Höhe gedrückt, der obere Deckel wird aber durch das darauf liegende Gewicht herabgedrückt, und durch den Druck der vom untern Balge einströmenden Luft wieder gehoben. Der Druck der Luft im obern Balge und die Geschwindigkeit, womit die Luft aus der Düse ausströmt, hängt also von der Grösse des Auflagsgewichtes ab. Solche Doppelbälge werden entweder auf die beschriebene Art durch die Kraft eines Arbeiters, oder auch durch Wasserkraft mittelst einer Daumenwelle in Bewegung gesetzt. Um die Ausströmung der Luft noch gleichförmiger zu machen, hat man auch dreifache Bälge vorgeschlagen, wobei die Luft aus den zwei untern dem obern zugeführt wird, und von dort durch eine Düse ausströmt.

§. 304.

Die ledernen Bälge haben den Nachtheil, dass in den Falten des Leders zu viel Luft zurückbleibt und dass selbe, wenn eine grössere Kompression der Luft eintritt, nicht lange auszuhalten vermögen, überdiess sind sie für grössere Feuer, z. B. Hochöfen wegen ihrer alsdann nothwendigen bedeutenden Grösse zu kostspielig. Diess führte zur Konstrukzion der hölzernen Bälge oder Gebläse, welche zuerst im Jahre 1620 am *Harze* angewendet, und von einem Bischofe zu *Bamberg* erfunden wurden. Sie bestehen aus zwei hölzernen Kästen, dem Oberkasten, welcher keilförmig konstruirt ist, und dem Unterkasten, um welchen sich der erstere bewegt. Beide Kästen sind nämlich mitsammen an einem Ende verbunden, so dass der Oberkasten bei seinem Aufzuge und Herabgehen eine bogenförmige Bewegung annimmt. Der Oberkasten wird gewöhnlich mittelst einer Daumenwelle herabgedrückt, wobei er die Luft heraustreibt und dann mittelst eines Gegengewichtes wieder aufgezogen, wobei er Luft ansaugt. Die Bewegung der Daumenwelle erfolgt durch die Kraft eines Wasserrades.

Diese Gebläse haben weit mehr Festigkeit und können einen viel stärkern Druck der Luft aushalten, als lederne Spitzbälge, es tritt jedoch die Schwierigkeit ein, während der Bewegung der 2 Kästen einen luftdichten Schluss zwischen denselben zu bewirken. Dieser Schluss muss nicht nur auf der vordern bogenförmig gekrümmten Seite, sondern auch an den zwei langen Seitenwänden Statt finden. Das Holz ist sehr selten so trocken, um sich nicht zu werfen, und Gebläse stehen häufig an feuchten Orten, wo auch das trockene Holz einer Veränderung unterliegt. Es handelt sich also um eine Liederung, welche bei eintretenden Veränderungen des einen oder andern Kastens nachgibt, und ohne eine grosse Reibung zu verursachen, dennoch einen vollkommen luftdichten Schluss bewirkt.

Zu diesem Zwecke gebraucht man Federleisten, welche in die Seitenwände des beweglichen Kastens eingesetzt werden. Sie bestehen aus mehreren, gehörig über einander greifenden, in eine Vertiefung am Umfange der beweglichen Wand eingesetzten hölzernen Leisten, die sich an den Wänden des festen Kastens reiben, und wenn sie so wie der feste Kasten gehörig abgeglättet, und zweckmässig eingeschmiert sind, eine nur unbedeutende Frikzion verursachen. Damit aber diese Leisten, im Falle der feste oder bewegliche Kasten sich etwas wirft, dennoch einen genauen Schluss bewirken, werden gekrümmte Stahlfedern hinter denselben in der Vertiefung, in welcher die hölzernen Leisten liegen, eingelegt, und dadurch die Leisten fortwährend von innen nach aussen gegen die unbewegliche Fläche gedrückt. Die Konstrukzion dieser Leisten werden wir später kennen lernen.

§. 305.

Wenn auch bei hölzernen Blasebälgen auf solche Art ein genauer luftdichter Schluss bewirkt werden kann, so ist bei denselben doch immer der Nachtheil eines grossen schädlichen Raumes vorhanden. Hiedurch wird sowohl ein Theil der Luft bei ihrem Ausströmen zurückgehalten, als auch die gehörige Verdichtung derselben verhindert. Die Kraft hat überdiess bei dem Herabdrücken, nebst dem Drucke auf die ausströmende Luft auch noch das Gewicht des Steinkastens zu heben, wodurch später das Ansaugen der Luft verrichtet wird. Man hat daher in neuern Zeiten, wo die Gewinnung der Metalle bei ihrem immer mehr über Hand nehmenden Gebrauche eine grosse Wichtigkeit erhielt, mehrere Konstrukzionen von Gebläsen angegeben, die dem Zwecke, nebst der Festigkeit und einem möglichst kleinen schädlichen Raume auch eine geringe Reibung zu verursachen, mehr oder minder entsprechen. Hieher gehört das Wassertrommelgebläse, das Kettengebläse, das Rotazions-Wassergebläse und mehrere andere Konstrukzionen, welche umständlich im Handbuche der Eisenhüttenkunde von dem geheimen Oberbergrathe *Karsten*, II. Theil, *Berlin* 1827 beschrieben sind.

Die wichtigsten Gebläse, welche bei unsern Eisenschmelzhochöfen gebraucht werden, sind die eisernen Zylinder- und die hölzernen Kastengebläse. Die erstern sind vorzüglich in England, die zweiten mehr in Deutschland im Gebrauche. Da wir dasjenige zu vermeiden wünschen, was bereits in dem eben genannten vortrefflichen Werke vom Herrn *Karsten* beschrieben erscheint, indem dieses Buch sich ohnehin in den Händen eines jeden verständigen Hüttenmannes befindet, so wollen wir dagegen unsern Lesern eine möglichst detaillirte Darstellung und Beschreibung eines Eisenwerkes liefern, welches in Hinsicht der Grossartigkeit und Merkwürdigkeit seiner Anlage zu den grössten und gelungensten Industrialanstalten gehört, die sich in den österreichischen Staaten vorfinden. Man wird hieraus das ganze Detail einer solchen Eisenwerksanlage kennen lernen, und es dürfte sich bisher noch in keinem öffentlich erschienenen Werke eine solche ausführliche, für den praktischen Hüttenmann verfasste Darstellung vorfinden.

§. 306.

Das Eisenwerk, wovon hier gesprochen wird, liegt in Böhmen und ist ein Eigenthum Sr. Durchlaucht des Fürsten *Karl Egon von Fürstenberg*. Die ganze Anlage, bestehend aus Hochöfen, Gebläsen und Hammerwerken, erscheint auf den zwölf Tafeln Nr. 95 bis Nr. 106 dargestellt. Da unsere Leser, vorzüglich jene, welche sich ausserhalb den österreichischen Staaten befinden, keine genaue Vorstellung von der Grösse einer solchen Besitzung in Böhmen haben dürften, so wollen wir vorerst einen kurzen Umriss dieses grossen Körpers und der hier statt findenden geognostischen Verhältnisse geben.

Die vereinigten Herrschaften *Pürglitz*, *Nischburg* und *Kruschowitz*, sammt den Gütern *Wssetat*, *Skrziwan* und *Podmokl* bilden ein zusammenhängendes Areale bis auf einen sehr kleinen Theil, nämlich die Dörfer *Gross-* und *Klein-Lohowitz*, welche getrennt von dem Hauptkörper zwischen andern Dominien in *Pilsner* Kreise liegen. Die Länge dieses zusammenhängenden Landstriches beträgt von seiner südlichen Gränze mit dem *Berauner* Kreise bis zur nördlichen Gränze mit dem *Saatzer* Kreise 4 bis 4½ deutsche Meilen und die Breite 2½ bis 4½ deutsche Meilen.

Es bildet dieser Landstrich ein sanftes, wellenförmig gerundetes, gefurchtes Plateau, das im Mittel 140 bis 160 Klafter über die Meeresfläche erhoben ist, über welches sich aber einzelne Berge und Bergzüge bis zu 300 N. Oe. Klafter Seehöhe erheben. Dieses Terrain wird von tiefen und engen Thaleinschnitten mit steilen Felswänden durchzogen, in welchen der Hauptfluss, die *Beraun* sowohl, als die in ihm einmündenden grössern und kleinern Bäche ihren Lauf haben. Der tiefste Punkt im Thale des Hauptflusses wird beiläufig 110 bis 115 N. Oe. Klafter über die Meeresfläche erhoben seyn; die grössten Höhenunterschiede dieses Landstriches ergeben sich demnach beiläufig mit 190 Klaftern; so viel wird nämlich der höchste Rücken der *Krussna Hora* über die *Beraun* unterhalb *Nischburg* erhoben seyn.

Nach den Untersuchungen des Herrn Professors F. X. M. *Zippe* zu *Prag* lassen sich in den Felsarten, welche hier die feste Erdrinde bilden, vier verschiedene Formazionen unterscheiden, nämlich die Uebergangsformazion, die Steinkohlenformazion, die Plänerkalkformazion, endlich eine 4te Formazion, welche das hier vorkommende Porphyrgebirge, die Grünsteine und einige verwandte Felsarten begreift. Unter den fremdartigen Lagern des Uebergangsgebirges sind die wichtigsten für die Herrschaften unstreitig die Lager des linsenförmigen körnigen Rotheisensteines. Das merkwürdigste und wichtigste ist das an der *Krussna Hora*; es ist regelmässig in Thonschiefer eingelagert, so dass es diesen in seinem Streichen und Verflächen ganz parallel ist, hat eine Mächtigkeit von 3 bis 4 Klaftern, und wird durch eine dünne Zwischenschichte von graulichgrünen mergeligen Gestein in zwei Theile getheilt, von welchen der kleinere im Hangenden des Ganzen, 3 Fuss mächtig, ein besonders schönes und reines, feinkörniges, kompaktes Erz enthält, während der mächtigere Theil des Lagers im Liegenden, grobkörniges, hie und da etwas mit Thonschiefermasse durchgezogenes unreineres, jedoch immer noch für den Hüttenmanipulazionsprozess vortreffliches Erz enthält. Der merkwürdige Berg *Krussna Hora* erhebt sich von seinem Fusse bei den *Neujoachimsthaler* Eisenwerken, welche nach der barometrischen Bestimmung des Herrn Professors *Steinmann* 162 N. Oe. Klafter über dem Meere erhoben liegen, bis zu einer Höhe von 305 N. Oe. Klaftern, seine Gehänge sind sanft, und nur am obern Theil werden sie steil und felsig, er stellt daher einen sanft ansteigenden Bergrücken dar, dessen Richtung parallel dem Streichen der Schichten der ganzen Uebergangsformazion, also *N. O.* sich zeigt. Am Fusse und am untern Theile seines südöstlichen Gehänges ist Thonschiefer die herrschende Gesteinart, dessen Schichten *N. W.* anfangs ziemlich steil einfallen, in den obern Theilen aber sich ungefähr unter 40 Grad verflächen. Einige Fuss mächtige Schichten von grünlichgrauen erdigen Thonschiefer, der sich stellenweise mergelartig zeigt, sonst aber auch eine feste Beschaffenheit annimmt, und dann von einigen Geognosten gewöhnlich Mandelstein genannt wird, bilden gleichsam die Saalbänder des Eisensteinlagers, auf welches im Hangenden wieder Thonschiefer, dann Quarzfels, und zuletzt Kieselschiefer folgt, mit dessen Trümmern und Blöcken der *N. W.* bewaldete Abhang des Berges bedeckt ist.

Eine Menge Pinger lassen so ziemlich das Erstrecken und die Richtung, oder das Streichen des Eisensteinlagers am Tage verfolgen und beurkunden, dass schon in frühern Zeiten Bergbau auf die Ausgeh-Enden des hier eingelagerten Eisensteines getrieben wurde. Gegenwärtig wird das Erzlager durch regelmässigen sehr lebhaften Bergbau abgebaut, und mehrere Schächte und Stollen sind zu diesem Zwecke auf dasselbe getrieben; es liefert nicht nur das Erz für die fürstlichen Eisenwerke, sondern auch zum grossen Theil für die Eisenwerke der k. k. Kammeralherrschaft *Zbirow*. Das Eisenerz selbst ist ein linsenförmig körniger Rotheisenstein, von einigen Mineralogen (obgleich fälschlich) Thoneisenstein genannt. Eine im Jahre 1824 vom Herrn Professor *Zippe* damit vorgenommene genaue Analyse zeigte, dass es bis auf einen geringen Gehalt von 1 Prozent Kieselerde und ½ Prozent phosphorsaurer Thonerde ganz aus rothem Eisenoxyd besteht. Hie und da ist das Erz von schmalen Trümmchen von krystallisirten Schwefelkies durchzogen; sonst ist demselben keine Spur davon beigemengt.

Die Grösse des Erzlagers auf *Krussna Hora* wurde im Jahre 1833 bei der vorgenommenen landrechtlichen Abschätzung der fürstlich *Fürstenberg*'schen Eisenwerke ausgemittelt. Dem gemäss befinden sich hier nach der gemachten approximativen Berechnung

an verkreuzten Erzmitteln	15,747316 Karren
„ anzuhoffenden „	5,934721 „
Zusammen	21,682037 „

Eisenerz, jeder à 2 N. Oe. Kubikfuss. Da nun jährlich beiläufig 50000 Karren erfordert werden, so erscheint der Bedarf für mehr als 400 Jahre gedeckt.

Nebst diesem mächtigen Eisensteinlager an der *Krussna Hora* kommen im Bezirke des Uebergangsgebirges noch hie und da ähnliche Eisenerze in schwächern, zum Theil nicht bauwürdigen Lagern vor. Eines derselben, welches in neuerer Zeit bei *Dubowa* aufgefunden wurde, liefert ein Erz, welches sehr vortheilhaft als Gattirung bei dem Hochofenprozesse zugesetzt wird.

Darf man dem Chronisten *Hagek* von *Liboczan* glauben, so wurde auf diesen Herrschaften und zwar in dem Orte *Althütten* das erste Eisenwerk in Böhmen im Jahre 777 vor Christi Geburt angelegt. Einige weitere historische Notizen erscheinen hier unter dem

Texte *) beigefügt, woraus man die bedeutende Grösse und Wichtigkeit dieser schönen Besitzung kennen lernt.

---

*) Den zahlreichen Verehrern des hohen fürstlich *Fürstenberg*'schen Hauses wird es angenehm seyn, einige historische Daten über die Herrschaft *Pürglitz* zu erhalten. Die feste Burg *Pürglitz* wurde im Jahre 1110 von dem böhmischen Herzoge *Wladislaw I.* gebaut und kam nachher in die Hände der Tempelherrn. Zu Anfang des 14. Jahrhunderts war ihr Besitzer der berühmte *Zagicz* oder *Hase* von *Hasenburg* und *Waldek*, der Erzieher des um sein Vaterland so sehr verdienten Königs *Wenzel* und nachherigen Kaiser *Karls IV.* Als im Jahre 1310 der grösste Theil der Stadt Prag sammt der k. Burg abbrannte, wohnte die Königin *Elisabeth* mit diesem jungen Prinzen und mit ihren zwei ältern Töchtern durch fünf Monathe zu *Pürglitz*. *Wenzel* wurde nachher am französischen Hofe erzogen, wo er den Namen *Karl* erhielt, und mit *Margarethen*, einer Nichte des französischen Königs *Ludwig des Schönen* vermählt wurde. Nach seiner Zurückkunft im Jahre 1333 war die k. Burg zu Prag noch nicht erbaut, seiner Gemahlin wurde sonach die Burg *Pürglitz* zu ihrem Aufenthalte eingeräumt, wo sie auch 2 Jahre verweilte.

König *Wenzel IV.*, mit dem Beinahmen *der Faule*, wurde zu *Pürglitz* erzogen und auch während seiner Regierung besuchte er die Herrschaft und Burg *Pürglitz* noch alle Jahre einigemal, vorzüglich wegen der Jagd. Im Jahre 1420 bei dem Ausbruche des Taboriten-Krieges kamen die vorzüglichsten Schätze und Kostbarkeiten des böhmischen Adels, wie auch die k. Landtafel nach *Pürglitz* in Verwahrung, aber noch in demselben Jahre brach eine Feuersbrunst aus, wo diese Kostbarkeiten in Rauch aufgingen und nur die k. Landtafel gerettet wurde. König *Wladislaw II.* flüchtete zweimal nach *Pürglitz*, das erste Mal im Jahre 1473 vor der zu Prag ausgebrochenen Pest, das zweite Mal im Jahre 1478 vor den Utraquisten. Die Burg *Pürglitz* hatte mehrere feindliche Einfälle auszuhalten, und diente überdiess als Staatsgefängniss.

In diesen ältern Zeiten wurde die Herrschaft vorzüglich nur der Jagd wegen geschätzt, die Mayerhöfe waren unbedeutend, das Holz in den grossen Waldungen hatte keinen Werth, und das kleine Eisenwerk zu *Althütten* konnte keinen grossen Ertrag geben. Kaiser *Ferdinand I.* verpachtete daher im Jahre 1532 diese ganze Herrschaft an *Peter Holy* von *Chrost* auf 6 Jahre gegen einen jährlichen Zins von 600 Schock böhmischer Groschen, welches nach unserem Gelde höchstens 9000 Gulden beträgt. Bei Ausgang dieser Pachtung wurde die Herrschaft an *Georg Popel* von *Lobkowitz*, und dann im 17. Jahrhundert an das Haus *Schwarzenberg* pfandweise überlassen. Unter der bekannten guten Administrazion dieser beiden Häuser wurde viele Kultur in *Pürglitz* eingeführt, und der Ertrag stieg bedeutend. Der Krieg mit den Türken veranlasste Kaiser *Leopold I.* im Jahre 1691 die Herrschaft zum Verkaufe zu biethen, und sie an *Ernst* Grafen von *Waldstein*, welcher die besten Bedingnisse anboth, gegen die Summe von 400,000 Gulden zu verkaufen. Dieser Besitzer vergrösserte nach einigen Jahren die Herrschaft, indem er das Gut *Nischburg* für 30,000 Gulden vom Fürsten *Ferdinand* von *Schwarzenberg* ankaufte. Da sich der k. k. Hof bei dem Verkaufe der Herrschaft *Pürglitz* das Wiederankaufsrecht vorbehalten hatte, so wurde dieses Recht im Jahre 1734 von *Maria Anna* Fürstin von *Fürstenberg*, gebornen Gräfin von *Waldstein* gegen noch erlegte 200,000 Gulden abgelöst. Dieselbe Fürstin kaufte noch mehrere anliegende Güter, nämlich das Lehngut *Wssetat*, das Gut *Podmokl* und *Skrziwan*, welche zusammen der Herrschaft *Pürglitz* einverleibt, und nach ihrem Tode sammt den im Bunzlauer-Kreise liegenden Herrschaften *Daubrawitz* und *Lauczin* dem Fürsten *Karl Egon* von *Fürstenberg* als Erbtheil zufielen.

Dieser um den Staat, die Künste und Wissenschaften so sehr verdiente Fürst, welcher lange Zeit die Stelle eines Obersten Burggrafen im Königreiche Böhmen begleitete, war auch in Hinsicht seiner Kenntnisse der Landwirthschaft und deren Vervollkommnung ein Muster seiner Zeit; diesem grossen Manne verdankt die Herrschaft und vorzüglich die Eisenwerke deren erste Emporbringung. Er liess einen Hauptstollen in dem Berge *Krussna Hora*, wo das Erz gewonnen wurde, anlegen, und mehrere für jene Zeit grosse Bauten bei den Hüttenwerken ausführen. Hiebei ging der Fürst immer

Die Anlage der Eisenwerke wird hier theils durch die Mächtigkeit und Nähe der Erze, theils durch die vortheilhafte Lage der Herrschaften begünstigt, indem selbe, vom *Beraun*-Flusse durchschnitten, das nöthige Wasser zum Betriebe von Hüttenwerken besitzen. Die ungeheuer grossen Waldungen weisen überdiess auf die Nothwendigkeit hin, einen grossen Theil des auf anderem Wege nicht abzusetzenden Holzquantums mittelst des Hüttenbetriebes zu verwerthen. Die Nähe der Hauptstadt Prag biethet endlich ein besonderes Beförderungsmittel des Absatzes dar.

Im Jahre 1809 bestanden auf diesen Herrschaften zwei Hochöfen, beide an der *Beraun*, der eine in *Althütten*, der zweite in *Neuhütten* oder *Nischburg*. Da der erste Hochofen baufällig war, so machte der Schichtsamtsdirektor Herr *Nittinger* und mein Vater den Vorschlag, am Fusse des Berges *Krussna Hora* und zwar unmittelbar am Ausgange des Erbstollens ein neues Eisenwerk zu errichten. Die Lokalität gewährte dort den Vortheil, dass die Erzzufuhr erspart wurde, und dass das Werk beinahe in die Mitte der schlagbaren Wälder kam. Dagegen both sich hier die bedeutende Schwierigkeit dar, dass man zum Betriebe der Gebläse nur eine Wassermenge von ⅓ bis ½ Kubikfuss in der Sekunde zur Disposizion hatte. Diese unbedeutende Wassermenge wurde aus einigen, höher im Thale liegenden grossen Behältern oder Teichen bezogen, und es war keine Möglichkeit vorhanden, selbe durch Zuleitung anderer Wässer zu vergrössern. Dieser Umstand war um so mehr zu berücksichtigen, als man den Plan machte, in den Eisenwerken zwei Hochöfen jeden von 42 Fuss Höhe neben einander zu erbauen, um wenigstens zeitweise durch den vereinigten Betrieb zweier Schächte grössere, in Böhmen noch nirgends ausführbare Gegenstände von Eisen giessen zu können. Unter diesen Verhältnissen wird jeder Hüttenmann und Mechaniker gestehen, dass das ausgeführte Eisenwerk, welches nach dem Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg* mit dem Namen *Neujoachimsthal* bezeichnet wurde, eine Aufgabe gelöst hat, welche nur mit Hülfe verlässiger mechanischer Berechnungen und durch eine seltene Beharrlichkeit möglich war. In dieser Hinsicht lässt sich behaupten, dass das Gusswerk in *Neujoachimsthal* zu den merkwürdigsten technischen Unternehmungen gehört, welche sich in den österreichischen Staaten,

---

von der razionellen Ansicht aus, dass hiedurch nicht bloss das Erträgniss der Herrschaft unmittelbar vermehrt, sondern auch ein weiterer Gewinn bewirkt wird, indem die Unterthanen beschäftigt und wohlhabend gemacht werden, sonach auch wieder ihre Zinsungen pünktlicher an die Herrschaft entrichten und durch die vergrösserte Konsumzion den Ertrag der letztern bedeutend erhöhen. Ueberdiess wird die Moralität der arbeitenden Klasse durch eine geregelte Beschäftigung gehoben, die Populazion steuerfähig erhalten und so abermals eine günstige Rückwirkung auf den Staat und die Obrigkeit veranlasst.

Die wichtigsten Verbesserungen verdankt aber die Herrschaft der im Jahre 1809 während der Minderjährigkeit des gegenwärtigen Besitzers eingetretenen Administration in der Person des Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg*. Ihm zur Seite stand der Schichtamtsdirektor und gegenwärtige Hofrath *Nittinger*, ein Beamter, der an Thätigkeit, gründlichen Kenntnissen und regem Eifer für das Beste der ihm anvertrauten Werke wohl Wenige seines Gleichen hat. Nebstbei war die Leitung des Bergbaues und der mechanische Theil aller neuen Anlagen meinem Vater während mehr als 40 Jahren auf dieser Herrschaft übertragen. Bei diesen neuen Werksanlagen wurde durch 2 Jahre, nämlich vom Jahre 1817 bis 1819 Herr *Franz Riepl*, gegenwärtig k. k. Professor in Wien als Schichtmeister verwendet; endlich verdient auch vorzüglich der erfahrene Kunstmeister Herr *Webernitz* bei der praktischen Ausführung der Werksanlagen erwähnt zu werden.

Texte *) beigefügt, woraus man die bedeutende Grösse und Wichtigkeit dieser schönen Besitzung kennen lernt.

---

*) Den zahlreichen Verehrern des hohen fürstlich *Fürstenberg*'schen Hauses wird es angenehm seyn, einige historische Daten über die Herrschaft *Pürglitz* zu erhalten. Die feste Burg *Pürglitz* wurde im Jahre 1110 von dem böhmischen Herzoge *Wladislaw I.* gebaut und kam nachher in die Hände der Tempelherrn. Zu Anfang des 14. Jahrhunderts war ihr Besitzer der berühmte *Zagicz* oder *Hase* von *Hasenburg* und *Waldek*, der Erzieher des um sein Vaterland so sehr verdienten Königs *Wenzel* und nachherigen Kaiser *Karls IV.* Als im Jahre 1310 der grösste Theil der Stadt Prag sammt der k. Burg abbrannte, wohnte die Königin *Elisabeth* mit diesem jungen Prinzen und mit ihren zwei ältern Töchtern durch fünf Monathe zu *Pürglitz*. *Wenzel* wurde nachher am französischen Hofe erzogen, wo er den Namen *Karl* erhielt, und mit *Margarethen*, einer Nichte des französischen Königs *Ludwig des Schönen* vermählt wurde. Nach seiner Zurückkunft im Jahre 1333 war die k. Burg zu Prag noch nicht erbaut, seiner Gemahlin wurde sonach die Burg *Pürglitz* zu ihrem Aufenthalte eingeräumt, wo sie auch 2 Jahre verweilte.

König *Wenzel IV.*, mit dem Beinahmen *der Faule*, wurde zu *Pürglitz* erzogen und auch während seiner Regierung besuchte er die Herrschaft und Burg *Pürglitz* noch alle Jahre einigemal, vorzüglich wegen der Jagd. Im Jahre 1420 bei dem Ausbruche des Taboriten - Krieges kamen die vorzüglichsten Schätze und Kostbarkeiten des böhmischen Adels, wie auch die k. Landtafel nach *Pürglitz* in Verwahrung, aber noch in demselben Jahre brach eine Feuersbrunst aus, wo diese Kostbarkeiten in Rauch aufgingen und nur die k. Landtafel gerettet wurde. König *Wladislaw II.* flüchtete zweimal nach *Pürglitz*, das erste Mal im Jahre 1473 vor der zu Prag ausgebrochenen Pest, das zweite Mal im Jahre 1478 vor den Utraquisten. Die Burg *Pürglitz* hatte mehrere feindliche Einfälle auszuhalten, und diente überdiess als Staatsgefängniss.

In diesen ältern Zeiten wurde die Herrschaft vorzüglich nur der Jagd wegen geschätzt, die Mayerhöfe waren unbedeutend, das Holz in den grossen Waldungen hatte keinen Werth, und das kleine Eisenwerk zu *Althütten* konnte keinen grossen Ertrag geben. Kaiser *Ferdinand I.* verpachtete daher im Jahre 1532 diese ganze Herrschaft an *Peter Holy* von *Chrost* auf 6 Jahre gegen einen jährlichen Zins von 600 Schock böhmischer Groschen, welches nach unserem Gelde höchstens 9000 Gulden beträgt. Bei Ausgang dieser Pachtung wurde die Herrschaft an *Georg Popel* von *Lobkowitz*, und dann im 17. Jahrhundert an das Haus *Schwarzenberg* pfandweise überlassen. Unter der bekannten guten Administrazion dieser beiden Häuser wurde viele Kultur in *Pürglitz* eingeführt, und der Ertrag stieg bedeutend. Der Krieg mit den Türken veranlasste Kaiser *Leopold I.* im Jahre 1691 die Herrschaft zum Verkaufe zu biethen, und sie an *Ernst* Grafen von *Waldstein*, welcher die besten Bedingnisse anboth, gegen die Summe von 400,000 Gulden zu verkaufen. Dieser Besitzer vergrösserte nach einigen Jahren die Herrschaft, indem er das Gut *Nischburg* für 30,000 Gulden vom Fürsten *Ferdinand* von *Schwarzenberg* ankaufte. Da sich der k. k. Hof bei dem Verkaufe der Herrschaft *Pürglitz* das Wiederankaufsrecht vorbehalten hatte, so wurde dieses Recht im Jahre 1734 von *Maria Anna* Fürstin von *Fürstenberg*, gebornen Gräfin von *Waldstein* gegen noch erlegte 200,000 Gulden abgelöst. Dieselbe Fürstin kaufte noch mehrere anliegende Güter, nämlich das Lehngut *Wsselat*, das Gut *Podmokl* und *Skrziwan*, welche zusammen der Herrschaft *Pürglitz* einverleibt, und nach ihrem Tode sammt den im Bunzlauer - Kreise liegenden Herrschaften *Daubrawitz* und *Lauczin* dem Fürsten *Karl Egon* von *Fürstenberg* als Erbtheil zufielen.

Dieser um den Staat, die Künste und Wissenschaften so sehr verdiente Fürst, welcher lange Zeit die Stelle eines Obersten Burggrafen im Königreiche Böhmen begleitete, war auch in Hinsicht seiner Kenntnisse der Landwirthschaft und deren Vervollkommnung ein Muster seiner Zeit; diesem grossen Manne verdankt die Herrschaft und vorzüglich die Eisenwerke deren erste Emporbringung. Er liess einen Hauptstollen in dem Berge *Krussna Hora*, wo das Erz gewonnen wurde, anlegen, und mehrere für jene Zeit grosse Bauten bei den Hüttenwerken ausführen. Hiebei ging der Fürst immer

Die Anlage der Eisenwerke wird hier theils durch die Mächtigkeit und Nähe der Erze, theils durch die vortheilhafte Lage der Herrschaften begünstigt, indem selbe, vom *Beraun*-Flusse durchschnitten, das nöthige Wasser zum Betriebe von Hüttenwerken besitzen. Die ungeheuer grossen Waldungen weisen überdiess auf die Nothwendigkeit hin, einen grossen Theil des auf anderem Wege nicht abzusetzenden Holzquantums mittelst des Hüttenbetriebes zu verwerthen. Die Nähe der Hauptstadt Prag biethet endlich ein besonderes Beförderungsmittel des Absatzes dar.

Im Jahre 1809 bestanden auf diesen Herrschaften zwei Hochöfen, beide an der *Beraun*, der eine in *Althütten*, der zweite in *Neuhütten* oder *Nischburg*. Da der erste Hochofen baufällig war, so machte der Schichtsamtsdirektor Herr *Nittinger* und mein Vater den Vorschlag, am Fusse des Berges *Krussna Hora* und zwar unmittelbar am Ausgange des Erbstollens ein neues Eisenwerk zu errichten. Die Lokalität gewährte dort den Vortheil, dass die Erzzufuhr erspart wurde, und dass das Werk beinahe in die Mitte der schlagbaren Wälder kam. Dagegen both sich hier die bedeutende Schwierigkeit dar, dass man zum Betriebe der Gebläse nur eine Wassermenge von ⅓ bis ½ Kubikfuss in der Sekunde zur Disposizion hatte. Diese unbedeutende Wassermenge wurde aus einigen, höher im Thale liegenden grossen Behältern oder Teichen bezogen, und es war keine Möglichkeit vorhanden, selbe durch Zuleitung anderer Wässer zu vergrössern. Dieser Umstand war um so mehr zu berücksichtigen, als man den Plan machte, in den Eisenwerken zwei Hochöfen jeden von 42 Fuss Höhe neben einander zu erbauen, um wenigstens zeitweise durch den vereinigten Betrieb zweier Schächte grössere, in Böhmen noch nirgends ausführbare Gegenstände von Eisen giessen zu können. Unter diesen Verhältnissen wird jeder Hüttenmann und Mechaniker gestehen, dass das ausgeführte Eisenwerk, welches nach dem Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg* mit dem Namen *Neujoachimsthal* bezeichnet wurde, eine Aufgabe gelöst hat, welche nur mit Hülfe verlässiger mechanischer Berechnungen und durch eine seltene Beharrlichkeit möglich war. In dieser Hinsicht lässt sich behaupten, dass das Gusswerk in *Neujoachimsthal* zu den merkwürdigsten technischen Unternehmungen gehört, welche sich in den österreichischen Staaten,

---

von der razionellen Ansicht aus, dass hiedurch nicht bloss das Erträgniss der Herrschaft unmittelbar vermehrt, sondern auch ein weiterer Gewinn bewirkt wird, indem die Unterthanen beschäftigt und wohlhabend gemacht werden, sonach auch wieder ihre Zinsungen pünktlicher an die Herrschaft entrichten und durch die vergrösserte Konsumzion den Ertrag der letztern bedeutend erhöhen. Ueberdiess wird die Moralität der arbeitenden Klasse durch eine geregelte Beschäftigung gehoben, die Populazion steuerfähig erhalten und so abermals eine günstige Rückwirkung auf den Staat und die Obrigkeit veranlasst.

Die wichtigsten Verbesserungen verdankt aber die Herrschaft der im Jahre 1809 während der Minderjährigkeit des gegenwärtigen Besitzers eingetretenen Administration in der Person des Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg*. Ihm zur Seite stand der Schichtamtsdirektor und gegenwärtige Hofrath *Nittinger*, ein Beamter, der an Thätigkeit, gründlichen Kenntnissen und regem Eifer für das Beste der ihm anvertrauten Werke wohl Wenige seines Gleichen hat. Nebstbei war die Leitung des Bergbaues und der mechanische Theil aller neuen Anlagen meinem Vater während mehr als 40 Jahren auf dieser Herrschaft übertragen. Bei diesen neuen Werksanlagen wurde durch 2 Jahre, nämlich vom Jahre 1817 bis 1819 Herr *Franz Riepl*, gegenwärtig k. k. Professor in Wien als Schichtmeister verwendet; endlich verdient auch vorzüglich der erfahrene Kunstmeister Herr *Webernitz* bei der praktischen Ausführung der Werksanlagen erwähnt zu werden.

Texte *) beigefügt, woraus man die bedeutende Grösse und Wichtigkeit dieser schönen Besitzung kennen lernt.

---

*) Den zahlreichen Verehrern des hohen fürstlich *Fürstenberg*'schen Hauses wird es angenehm seyn, einige historische Daten über die Herrschaft *Pürglitz* zu erhalten. Die feste Burg *Pürglitz* wurde im Jahre 1110 von dem böhmischen Herzoge *Wladislaw I.* gebaut und kam nachher in die Hände der Tempelherrn. Zu Anfang des 14. Jahrhunderts war ihr Besitzer der berühmte *Zagicz* oder *Hase* von *Hasenburg* und *Waldek*, der Erzieher des um sein Vaterland so sehr verdienten Königs *Wenzel* und nachherigen Kaiser *Karls IV.* Als im Jahre 1310 der grösste Theil der Stadt Prag sammt der k. Burg abbrannte, wohnte die Königin *Elisabeth* mit diesem jungen Prinzen und mit ihren zwei ältern Töchtern durch fünf Monathe zu *Pürglitz*. *Wenzel* wurde nachher am französischen Hofe erzogen, wo er den Namen *Karl* erhielt, und mit *Margarethen*, einer Nichte des französischen Königs *Ludwig des Schönen* vermählt wurde. Nach seiner Zurückkunft im Jahre 1333 war die k. Burg zu Prag noch nicht erbaut, seiner Gemahlin wurde sonach die Burg *Pürglitz* zu ihrem Aufenthalte eingeräumt, wo sie auch 2 Jahre verweilte.

König *Wenzel IV.*, mit dem Beinahmen *der Faule*, wurde zu *Pürglitz* erzogen und auch während seiner Regierung besuchte er die Herrschaft und Burg *Pürglitz* noch alle Jahre einigemal, vorzüglich wegen der Jagd. Im Jahre 1420 bei dem Ausbruche des Taboriten-Krieges kamen die vorzüglichsten Schätze und Kostbarkeiten des böhmischen Adels, wie auch die k. Landtafel nach *Pürglitz* in Verwahrung, aber noch in demselben Jahre brach eine Feuersbrunst aus, wo diese Kostbarkeiten in Rauch aufgingen und nur die k. Landtafel gerettet wurde. König *Wladislaw II.* flüchtete zweimal nach *Pürglitz*, das erste Mal im Jahre 1473 vor der zu Prag ausgebrochenen Pest, das zweite Mal im Jahre 1478 vor den Utraquisten. Die Burg *Pürglitz* hatte mehrere feindliche Einfälle auszuhalten, und diente überdiess als Staatsgefängniss.

In diesen ältern Zeiten wurde die Herrschaft vorzüglich nur der Jagd wegen geschätzt, die Mayerhöfe waren unbedeutend, das Holz in den grossen Waldungen hatte keinen Werth, und das kleine Eisenwerk zu *Althütten* konnte keinen grossen Ertrag geben. Kaiser *Ferdinand I.* verpachtete daher im Jahre 1532 diese ganze Herrschaft an *Peter Holy* von *Chrost* auf 6 Jahre gegen einen jährlichen Zins von 600 Schock böhmischer Groschen, welches nach unserem Gelde höchstens 9000 Gulden beträgt. Bei Ausgang dieser Pachtung wurde die Herrschaft an *Georg Popel* von *Lobkowitz*, und dann im 17. Jahrhundert an das Haus *Schwarzenberg* pfandweise überlassen. Unter der bekannten guten Administrazion dieser beiden Häuser wurde viele Kultur in *Pürglitz* eingeführt, und der Ertrag stieg bedeutend. Der Krieg mit den Türken veranlasste Kaiser *Leopold I.* im Jahre 1691 die Herrschaft zum Verkaufe zu biethen, und sie an *Ernst* Grafen von *Waldstein*, welcher die besten Bedingnisse anboth, gegen die Summe von 400,000 Gulden zu verkaufen. Dieser Besitzer vergrösserte nach einigen Jahren die Herrschaft, indem er das Gut *Nischburg* für 30,000 Gulden vom Fürsten *Ferdinand* von *Schwarzenberg* ankaufte. Da sich der k. k. Hof bei dem Verkaufe der Herrschaft *Pürglitz* das Wiederankaufsrecht vorbehalten hatte, so wurde dieses Recht im Jahre 1734 von *Maria Anna* Fürstin von *Fürstenberg*, gebornen Gräfin von *Waldstein* gegen noch erlegte 200,000 Gulden abgelöst. Dieselbe Fürstin kaufte noch mehrere anliegende Güter, nämlich das Lehngut *Wssetat*, das Gut *Podmokl* und *Skrziwan*, welche zusammen der Herrschaft *Pürglitz* einverleibt, und nach ihrem Tode sammt den im Bunzlauer-Kreise liegenden Herrschaften *Daubrawitz* und *Lauczin* dem Fürsten *Karl Egon* von *Fürstenberg* als Erbtheil zufielen.

Dieser um den Staat, die Künste und Wissenschaften so sehr verdiente Fürst, welcher lange Zeit die Stelle eines Obersten Burggrafen im Königreiche Böhmen begleitete, war auch in Hinsicht seiner Kenntnisse der Landwirthschaft und deren Vervollkommnung ein Muster seiner Zeit; diesem grossen Manne verdankt die Herrschaft und vorzüglich die Eisenwerke deren erste Emporbringung. Er liess einen Hauptstollen in dem Berge *Krussna Hora*, wo das Erz gewonnen wurde, anlegen, und mehrere für jene Zeit grosse Bauten bei den Hüttenwerken ausführen. Hiebei ging der Fürst immer

Die Anlage der Eisenwerke wird hier theils durch die Mächtigkeit und Nähe der Erze, theils durch die vortheilhafte Lage der Herrschaften begünstigt, indem selbe, vom *Beraun*-Flusse durchschnitten, das nöthige Wasser zum Betriebe von Hüttenwerken besitzen. Die ungeheuer grossen Waldungen weisen überdiess auf die Nothwendigkeit hin, einen grossen Theil des auf anderem Wege nicht abzusetzenden Holzquantums mittelst des Hüttenbetriebes zu verwerthen. Die Nähe der Hauptstadt Prag biethet endlich ein besonderes Beförderungsmittel des Absatzes dar.

Im Jahre 1809 bestanden auf diesen Herrschaften zwei Hochöfen, beide an der *Beraun*, der eine in *Althütten*, der zweite in *Neuhütten* oder *Nischburg*. Da der erste Hochofen baufällig war, so machte der Schichtsamtsdirektor Herr *Nittinger* und mein Vater den Vorschlag, am Fusse des Berges *Krussna Hora* und zwar unmittelbar am Ausgange des Erbstollens ein neues Eisenwerk zu errichten. Die Lokalität gewährte dort den Vortheil, dass die Erzzufuhr erspart wurde, und dass das Werk beinahe in die Mitte der schlagbaren Wälder kam. Dagegen both sich hier die bedeutende Schwierigkeit dar, dass man zum Betriebe der Gebläse nur eine Wassermenge von $^1/_3$ bis $^1/_2$ Kubikfuss in der Sekunde zur Disposizion hatte. Diese unbedeutende Wassermenge wurde aus einigen, höher im Thale liegenden grossen Behältern oder Teichen bezogen, und es war keine Möglichkeit vorhanden, selbe durch Zuleitung anderer Wässer zu vergrössern. Dieser Umstand war um so mehr zu berücksichtigen, als man den Plan machte, in den Eisenwerken zwei Hochöfen jeden von 42 Fuss Höhe neben einander zu erbauen, um wenigstens zeitweise durch den vereinigten Betrieb zweier Schächte grössere, in Böhmen noch nirgends ausführbare Gegenstände von Eisen giessen zu können. Unter diesen Verhältnissen wird jeder Hüttenmann und Mechaniker gestehen, dass das ausgeführte Eisenwerk, welches nach dem Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg* mit dem Namen *Neujoachimsthal* bezeichnet wurde, eine Aufgabe gelöst hat, welche nur mit Hülfe verlässiger mechanischer Berechnungen und durch eine seltene Beharrlichkeit möglich war. In dieser Hinsicht lässt sich behaupten, dass das Gusswerk in *Neujoachimsthal* zu den merkwürdigsten technischen Unternehmungen gehört, welche sich in den österreichischen Staaten,

---

von der razionellen Ansicht aus, dass hiedurch nicht bloss das Erträgniss der Herrschaft unmittelbar vermehrt, sondern auch ein weiterer Gewinn bewirkt wird, indem die Unterthanen beschäftigt und wohlhabend gemacht werden, sonach auch wieder ihre Zinsungen pünktlicher an die Herrschaft entrichten und durch die vergrösserte Konsumzion den Ertrag der letztern bedeutend erhöhen. Ueberdiess wird die Moralität der arbeitenden Klasse durch eine geregelte Beschäftigung gehoben, die Populazion steuerfähig erhalten und so abermals eine günstige Rückwirkung auf den Staat und die Obrigkeit veranlasst.

Die wichtigsten Verbesserungen verdankt aber die Herrschaft der im Jahre 1809 während der Minderjährigkeit des gegenwärtigen Besitzers eingetretenen Administration in der Person des Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg*. Ihm zur Seite stand der Schichtamtsdirektor und gegenwärtige Hofrath *Nittinger*, ein Beamter, der an Thätigkeit, gründlichen Kenntnissen und regem Eifer für das Beste der ihm anvertrauten Werke wohl Wenige seines Gleichen hat. Nebstbei war die Leitung des Bergbaues und der mechanische Theil aller neuen Anlagen meinem Vater während mehr als 40 Jahren auf dieser Herrschaft übertragen. Bei diesen neuen Werksanlagen wurde durch 2 Jahre, nämlich vom Jahre 1817 bis 1819 Herr *Franz Riepl*, gegenwärtig k. k. Professor in Wien als Schichtmeister verwendet; endlich verdient auch vorzüglich der erfahrene Kunstmeister Herr *Webernitz* bei der praktischen Ausführung der Werksanlagen erwähnt zu werden.

Texte *) beigefügt, woraus man die bedeutende Grösse und Wichtigkeit dieser schönen Besitzung kennen lernt.

---

*) Den zahlreichen Verehrern des hohen fürstlich *Fürstenberg*'schen Hauses wird es angenehm seyn, einige historische Daten über die Herrschaft *Pürglitz* zu erhalten. Die feste Burg *Pürglitz* wurde im Jahre 1110 von dem böhmischen Herzoge *Wladislaw I.* gebaut und kam nachher in die Hände der Tempelherrn. Zu Anfang des 14. Jahrhunderts war ihr Besitzer der berühmte *Zagicz* oder *Hase* von *Hasenburg* und *Waldek*, der Erzieher des um sein Vaterland so sehr verdienten Königs *Wenzel* und nachherigen Kaiser *Karls IV.* Als im Jahre 1310 der grösste Theil der Stadt Prag sammt der k. Burg abbrannte, wohnte die Königin *Elisabeth* mit diesem jungen Prinzen und mit ihren zwei ältern Töchtern durch fünf Monathe zu *Pürglitz*. *Wenzel* wurde nachher am französischen Hofe erzogen, wo er den Namen *Karl* erhielt, und mit *Margarethen*, einer Nichte des französischen Königs *Ludwig des Schönen* vermählt wurde. Nach seiner Zurückkunft im Jahre 1333 war die k. Burg zu Prag noch nicht erbaut, seiner Gemahlin wurde sonach die Burg *Pürglitz* zu ihrem Aufenthalte eingeräumt, wo sie auch 2 Jahre verweilte.

König *Wenzel IV.*, mit dem Beinahmen *der Faule*, wurde zu *Pürglitz* erzogen und auch während seiner Regierung besuchte er die Herrschaft und Burg *Pürglitz* noch alle Jahre einigemal, vorzüglich wegen der Jagd. Im Jahre 1420 bei dem Ausbruche des Taboriten-Krieges kamen die vorzüglichsten Schätze und Kostbarkeiten des böhmischen Adels, wie auch die k. Landtafel nach *Pürglitz* in Verwahrung, aber noch in demselben Jahre brach eine Feuersbrunst aus, wo diese Kostbarkeiten in Rauch aufgingen und nur die k. Landtafel gerettet wurde. König *Wladislaw II.* flüchtete zweimal nach *Pürglitz*, das erste Mal im Jahre 1473 vor der zu Prag ausgebrochenen Pest, das zweite Mal im Jahre 1478 vor den Utraquisten. Die Burg *Pürglitz* hatte mehrere feindliche Einfälle auszuhalten, und diente überdiess als Staatsgefängniss.

In diesen ältern Zeiten wurde die Herrschaft vorzüglich nur der Jagd wegen geschätzt, die Mayerhöfe waren unbedeutend, das Holz in den grossen Waldungen hatte keinen Werth, und das kleine Eisenwerk zu *Althütten* konnte keinen grossen Ertrag geben. Kaiser *Ferdinand I.* verpachtete daher im Jahre 1532 diese ganze Herrschaft an *Peter Holy* von *Chrost* auf 6 Jahre gegen einen jährlichen Zins von 600 Schock böhmischer Groschen, welches nach unserem Gelde höchstens 9000 Gulden beträgt. Bei Ausgang dieser Pachtung wurde die Herrschaft an *Georg Popel* von *Lobkowitz*, und dann im 17. Jahrhundert an das Haus *Schwarzenberg* pfandweise überlassen. Unter der bekannten guten Administrazion dieser beiden Häuser wurde viele Kultur in *Pürglitz* eingeführt, und der Ertrag stieg bedeutend. Der Krieg mit den Türken veranlasste Kaiser *Leopold I.* im Jahre 1691 die Herrschaft zum Verkaufe zu biethen, und sie an *Ernst* Grafen von *Waldstein*, welcher die besten Bedingnisse anboth, gegen die Summe von 400,000 Gulden zu verkaufen. Dieser Besitzer vergrösserte nach einigen Jahren die Herrschaft, indem er das Gut *Nischburg* für 30,000 Gulden vom Fürsten *Ferdinand* von *Schwarzenberg* ankaufte. Da sich der k. k. Hof bei dem Verkaufe der Herrschaft *Pürglitz* das Wiederankaufsrecht vorbehalten hatte, so wurde dieses Recht im Jahre 1734 von *Maria Anna* Fürstin von *Fürstenberg*, gebornen Gräfin von *Waldstein* gegen noch erlegte 200,000 Gulden abgelöst. Dieselbe Fürstin kaufte noch mehrere anliegende Güter, nämlich das Lehngut *Wssetat*, das Gut *Podmokl* und *Skrziwan*, welche zusammen der Herrschaft *Pürglitz* einverleibt, und nach ihrem Tode sammt den im Bunzlauer-Kreise liegenden Herrschaften *Daubrawitz* und *Lauczin* dem Fürsten *Karl Egon* von *Fürstenberg* als Erbtheil zufielen.

Dieser um den Staat, die Künste und Wissenschaften so sehr verdiente Fürst, welcher lange Zeit die Stelle eines Obersten Burggrafen im Königreiche Böhmen begleitete, war auch in Hinsicht seiner Kenntnisse der Landwirthschaft und deren Vervollkommnung ein Muster seiner Zeit; diesem grossen Manne verdankt die Herrschaft und vorzüglich die Eisenwerke deren erste Emporbringung. Er liess einen Hauptstollen in dem Berge *Krussna Hora*, wo das Erz gewonnen wurde, anlegen, und mehrere für jene Zeit grosse Bauten bei den Hüttenwerken ausführen. Hiebei ging der Fürst immer

Die Anlage der Eisenwerke wird hier theils durch die Mächtigkeit und Nähe der Erze, theils durch die vortheilhafte Lage der Herrschaften begünstigt, indem selbe, vom *Beraun*-Flusse durchschnitten, das nöthige Wasser zum Betriebe von Hüttenwerken besitzen. Die ungeheuer grossen Waldungen weisen überdiess auf die Nothwendigkeit hin, einen grossen Theil des auf anderem Wege nicht abzusetzenden Holzquantums mittelst des Hüttenbetriebes zu verwerthen. Die Nähe der Hauptstadt Prag biethet endlich ein besonderes Beförderungsmittel des Absatzes dar.

Im Jahre 1809 bestanden auf diesen Herrschaften zwei Hochöfen, beide an der *Beraun*, der eine in *Althütten*, der zweite in *Neuhütten* oder *Nischburg*. Da der erste Hochofen baufällig war, so machte der Schichtsamtsdirektor Herr *Nittinger* und mein Vater den Vorschlag, am Fusse des Berges *Krussna Hora* und zwar unmittelbar am Ausgange des Erbstollens ein neues Eisenwerk zu errichten. Die Lokalität gewährte dort den Vortheil, dass die Erzzufuhr erspart wurde, und dass das Werk beinahe in die Mitte der schlagbaren Wälder kam. Dagegen both sich hier die bedeutende Schwierigkeit dar, dass man zum Betriebe der Gebläse nur eine Wassermenge von $1/3$ bis $1/2$ Kubikfuss in der Sekunde zur Disposizion hatte. Diese unbedeutende Wassermenge wurde aus einigen, höher im Thale liegenden grossen Behältern oder Teichen bezogen, und es war keine Möglichkeit vorhanden, selbe durch Zuleitung anderer Wässer zu vergrössern. Dieser Umstand war um so mehr zu berücksichtigen, als man den Plan machte, in den Eisenwerken zwei Hochöfen jeden von 42 Fuss Höhe neben einander zu erbauen, um wenigstens zeitweise durch den vereinigten Betrieb zweier Schächte grössere, in Böhmen noch nirgends ausführbare Gegenstände von Eisen giessen zu können. Unter diesen Verhältnissen wird jeder Hüttenmann und Mechaniker gestehen, dass das ausgeführte Eisenwerk, welches nach dem Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg* mit dem Namen *Neujoachimsthal* bezeichnet wurde, eine Aufgabe gelöst hat, welche nur mit Hülfe verlässiger mechanischer Berechnungen und durch eine seltene Beharrlichkeit möglich war. In dieser Hinsicht lässt sich behaupten, dass das Gusswerk in *Neujoachimsthal* zu den merkwürdigsten technischen Unternehmungen gehört, welche sich in den österreichischen Staaten,

---

von der razionellen Ansicht aus, dass hiedurch nicht bloss das Erträgniss der Herrschaft unmittelbar vermehrt, sondern auch ein weiterer Gewinn bewirkt wird, indem die Unterthanen beschäftigt und wohlhabend gemacht werden, sonach auch wieder ihre Zinsungen pünktlicher an die Herrschaft entrichten und durch die vergrösserte Konsumzion den Ertrag der letztern bedeutend erhöhen. Ueberdiess wird die Moralität der arbeitenden Klasse durch eine geregelte Beschäftigung gehoben, die Populazion steuerfähig erhalten und so abermals eine günstige Rückwirkung auf den Staat und die Obrigkeit veranlasst.

Die wichtigsten Verbesserungen verdankt aber die Herrschaft der im Jahre 1809 während der Minderjährigkeit des gegenwärtigen Besitzers eingetretenen Administration in der Person des Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg*. Ihm zur Seite stand der Schichtamtsdirektor und gegenwärtige Hofrath *Nittinger*, ein Beamter, der an Thätigkeit, gründlichen Kenntnissen und regem Eifer für das Beste der ihm anvertrauten Werke wohl Wenige seines Gleichen hat. Nebstbei war die Leitung des Bergbaues und der mechanische Theil aller neuen Anlagen meinem Vater während mehr als 40 Jahren auf dieser Herrschaft übertragen. Bei diesen neuen Werksanlagen wurde durch 2 Jahre, nämlich vom Jahre 1817 bis 1819 Herr *Franz Riepl*, gegenwärtig k. k. Professor in Wien als Schichtmeister verwendet; endlich verdient auch vorzüglich der erfahrene Kunstmeister Herr *Webernitz* bei der praktischen Ausführung der Werksanlagen erwähnt zu werden.

Texte *) beigefügt, woraus man die bedeutende Grösse und Wichtigkeit dieser schönen Besitzung kennen lernt.

---

*) Den zahlreichen Verehrern des hohen fürstlich *Fürstenberg*'schen Hauses wird es angenehm seyn, einige historische Daten über die Herrschaft *Pürglitz* zu erhalten. Die feste Burg *Pürglitz* wurde im Jahre 1110 von dem böhmischen Herzoge *Wladislaw I.* gebaut und kam nachher in die Hände der Tempelherrn. Zu Anfang des 14. Jahrhunderts war ihr Besitzer der berühmte *Zagicz* oder *Hase* von *Hasenburg* und *Waldek*, der Erzieher des um sein Vaterland so sehr verdienten Königs *Wenzel* und nachherigen Kaiser *Karls IV.* Als im Jahre 1310 der grösste Theil der Stadt Prag sammt der k. Burg abbrannte, wohnte die Königin *Elisabeth* mit diesem jungen Prinzen und mit ihren zwei ältern Töchtern durch fünf Monathe zu *Pürglitz*. *Wenzel* wurde nachher am französischen Hofe erzogen, wo er den Namen *Karl* erhielt, und mit *Margarethen*, einer Nichte des französischen Königs *Ludwig des Schönen* vermählt wurde. Nach seiner Zurückkunft im Jahre 1333 war die k. Burg zu Prag noch nicht erbaut, seiner Gemahlin wurde sonach die Burg *Pürglitz* zu ihrem Aufenthalte eingeräumt, wo sie auch 2 Jahre verweilte.

König *Wenzel IV.*, mit dem Beinahmen *der Faule*, wurde zu *Pürglitz* erzogen und auch während seiner Regierung besuchte er die Herrschaft und Burg *Pürglitz* noch alle Jahre einigemal, vorzüglich wegen der Jagd. Im Jahre 1420 bei dem Ausbruche des Taboriten-Krieges kamen die vorzüglichsten Schätze und Kostbarkeiten des böhmischen Adels, wie auch die k. Landtafel nach *Pürglitz* in Verwahrung, aber noch in demselben Jahre brach eine Feuersbrunst aus, wo diese Kostbarkeiten in Rauch aufgingen und nur die k. Landtafel gerettet wurde. König *Wladislaw II.* flüchtete zweimal nach *Pürglitz*, das erste Mal im Jahre 1473 vor der zu Prag ausgebrochenen Pest, das zweite Mal im Jahre 1478 vor den Utraquisten. Die Burg *Pürglitz* hatte mehrere feindliche Einfälle auszuhalten, und diente überdiess als Staatsgefängniss.

In diesen ältern Zeiten wurde die Herrschaft vorzüglich nur der Jagd wegen geschätzt, die Mayerhöfe waren unbedeutend, das Holz in den grossen Waldungen hatte keinen Werth, und das kleine Eisenwerk zu *Althütten* konnte keinen grossen Ertrag geben. Kaiser *Ferdinand I.* verpachtete daher im Jahre 1532 diese ganze Herrschaft an *Peter Holy* von *Chrost* auf 6 Jahre gegen einen jährlichen Zins von 600 Schock böhmischer Groschen, welches nach unserem Gelde höchstens 9000 Gulden beträgt. Bei Ausgang dieser Pachtung wurde die Herrschaft an *Georg Popel* von *Lobkowitz*, und dann im 17. Jahrhundert an das Haus *Schwarzenberg* pfandweise überlassen. Unter der bekannten guten Administrazion dieser beiden Häuser wurde viele Kultur in *Pürglitz* eingeführt, und der Ertrag stieg bedeutend. Der Krieg mit den Türken veranlasste Kaiser *Leopold I.* im Jahre 1691 die Herrschaft zum Verkaufe zu biethen, und sie an *Ernst* Grafen von *Waldstein*, welcher die besten Bedingnisse anboth, gegen die Summe von 400,000 Gulden zu verkaufen. Dieser Besitzer vergrösserte nach einigen Jahren die Herrschaft, indem er das Gut *Nischburg* für 30,000 Gulden vom Fürsten *Ferdinand* von *Schwarzenberg* ankaufte. Da sich der k. k. Hof bei dem Verkaufe der Herrschaft *Pürglitz* das Wiederankaufsrecht vorbehalten hatte, so wurde dieses Recht im Jahre 1734 von *Maria Anna* Fürstin von *Fürstenberg*, gebornen Gräfin von *Waldstein* gegen noch erlegte 200,000 Gulden abgelöst. Dieselbe Fürstin kaufte noch mehrere anliegende Güter, nämlich das Lehngut *Wsselat*, das Gut *Podmokl* und *Skrziwan*, welche zusammen der Herrschaft *Pürglitz* einverleibt, und nach ihrem Tode sammt den im Bunzlauer-Kreise liegenden Herrschaften *Daubrawitz* und *Lauczin* dem Fürsten *Karl Egon* von *Fürstenberg* als Erbtheil zufielen.

Dieser um den Staat, die Künste und Wissenschaften so sehr verdiente Fürst, welcher lange Zeit die Stelle eines Obersten Burggrafen im Königreiche Böhmen begleitete, war auch in Hinsicht seiner Kenntnisse der Landwirthschaft und deren Vervollkommnung ein Muster seiner Zeit; diesem grossen Manne verdankt die Herrschaft und vorzüglich die Eisenwerke deren erste Emporbringung. Er liess einen Hauptstollen in dem Berge *Krussna Hora*, wo das Erz gewonnen wurde, anlegen, und mehrere für jene Zeit grosse Bauten bei den Hüttenwerken ausführen. Hiebei ging der Fürst immer

Die Anlage der Eisenwerke wird hier theils durch die Mächtigkeit und Nähe der Erze, theils durch die vortheilhafte Lage der Herrschaften begünstigt, indem selbe, vom *Beraun*-Flusse durchschnitten, das nöthige Wasser zum Betriebe von Hüttenwerken besitzen. Die ungeheuer grossen Waldungen weisen überdiess auf die Nothwendigkeit hin, einen grossen Theil des auf anderem Wege nicht abzusetzenden Holzquantums mittelst des Hüttenbetriebes zu verwerthen. Die Nähe der Hauptstadt Prag biethet endlich ein besonderes Beförderungsmittel des Absatzes dar.

Im Jahre 1809 bestanden auf diesen Herrschaften zwei Hochöfen, beide an der *Beraun*, der eine in *Althütten*, der zweite in *Neuhütten* oder *Nischburg*. Da der erste Hochofen baufällig war, so machte der Schichtsamtsdirektor Herr *Nittinger* und mein Vater den Vorschlag, am Fusse des Berges *Krussna Hora* und zwar unmittelbar am Ausgange des Erbstollens ein neues Eisenwerk zu errichten. Die Lokalität gewährte dort den Vortheil, dass die Erzzufuhr erspart wurde, und dass das Werk beinahe in die Mitte der schlagbaren Wälder kam. Dagegen both sich hier die bedeutende Schwierigkeit dar, dass man zum Betriebe der Gebläse nur eine Wassermenge von ⅓ bis ½ Kubikfuss in der Sekunde zur Disposizion hatte. Diese unbedeutende Wassermenge wurde aus einigen, höher im Thale liegenden grossen Behältern oder Teichen bezogen, und es war keine Möglichkeit vorhanden, selbe durch Zuleitung anderer Wässer zu vergrössern. Dieser Umstand war um so mehr zu berücksichtigen, als man den Plan machte, in den Eisenwerken zwei Hochöfen jeden von 42 Fuss Höhe neben einander zu erbauen, um wenigstens zeitweise durch den vereinigten Betrieb zweier Schächte grössere, in Böhmen noch nirgends ausführbare Gegenstände von Eisen giessen zu können. Unter diesen Verhältnissen wird jeder Hüttenmann und Mechaniker gestehen, dass das ausgeführte Eisenwerk, welches nach dem Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg* mit dem Namen *Neujoachimsthal* bezeichnet wurde, eine Aufgabe gelöst hat, welche nur mit Hülfe verlässiger mechanischer Berechnungen und durch eine seltene Beharrlichkeit möglich war. In dieser Hinsicht lässt sich behaupten, dass das Gusswerk in *Neujoachimsthal* zu den merkwürdigsten technischen Unternehmungen gehört, welche sich in den österreichischen Staaten,

---

von der razionellen Ansicht aus, dass hiedurch nicht bloss das Erträgniss der Herrschaft unmittelbar vermehrt, sondern auch ein weiterer Gewinn bewirkt wird, indem die Unterthanen beschäftigt und wohlhabend gemacht werden, sonach auch wieder ihre Zinsungen pünktlicher an die Herrschaft entrichten und durch die vergrösserte Konsumzion den Ertrag der letztern bedeutend erhöhen. Ueberdiess wird die Moralität der arbeitenden Klasse durch eine geregelte Beschäftigung gehoben, die Populazion steuerfähig erhalten und so abermals eine günstige Rückwirkung auf den Staat und die Obrigkeit veranlasst.

Die wichtigsten Verbesserungen verdankt aber die Herrschaft der im Jahre 1809 während der Minderjährigkeit des gegenwärtigen Besitzers eingetretenen Administration in der Person des Herrn Landgrafen *Joachim Egon* von *Fürstenberg*. Ihm zur Seite stand der Schichtamtsdirektor und gegenwärtige Hofrath *Nittinger*, ein Beamter, der an Thätigkeit, gründlichen Kenntnissen und regem Eifer für das Beste der ihm anvertrauten Werke wohl Wenige seines Gleichen hat. Nebstbei war die Leitung des Bergbaues und der mechanische Theil aller neuen Anlagen meinem Vater während mehr als 40 Jahren auf dieser Herrschaft übertragen. Bei diesen neuen Werksanlagen wurde durch 2 Jahre, nämlich vom Jahre 1817 bis 1819 Herr *Franz Riepl*, gegenwärtig k. k. Professor in Wien als Schichtmeister verwendet; endlich verdient auch vorzüglich der erfahrene Kunstmeister Herr *Webernitz* bei der praktischen Ausführung der Werksanlagen erwähnt zu werden.

und in ganz Europa vorfinden. Der Bau dieses grossartigen Werkes wurde im Jahre 1810 mit der Anlage des Stollens zum Ablaufe des Wassers von den oberschlächtigen Betriebsrädern begonnen, und im Jahre 1819 mit der Anblasung des Hochofens beendigt.

§. 307.

Sämmtliche Hüttenwerke auf der Herrschaft *Pürglitz* bestehen dermalen in folgenden:

1tens. In der eben genannten Eisenhüttenanlage zu *Neujoachimsthal* am Fusse des Berges *Krussna Hora.* Dieselbe besteht, wie gesagt, aus zwei neben einander erbauten Hochöfen von 42 Fuss Höhe, die in einem grossen Gebäude aufgestellt sind, worin der Guss aller Arten von Gegenständen Statt findet. Hieran reihen sich 5 Wohn- und Werksgebäude, dann 23 Privatgebäude, sämmtlich neu, nach regelmässigen Plänen erbaut und nur für die Berg- und Hüttenarbeiter bestimmt. In dem Thale des *Otrotschiner*-Baches, wo dieses Werk liegt, sind oberhalb demselben drei Teiche oder Weiher angelegt, welche zwar nur wenig von lebendigen Quellen gespeiset werden, die jedoch bei ihrem Kubikinhalte von beiläufig 12000 Kubikklafter eine beträchtliche Wassermenge durch den Abgang des Schnees und aus zeitweiligen Niederschlägen fassen können. Mit diesem Wasserquantum, welches in der Sekunde ⅓ bis ½ Kubikfuss, manchmal aber noch weit weniger Wasser liefert, und mit einem errungenen Gefälle von beiläufig 70 Fuss werden die Gebläse in *Neujoachimsthal* betrieben. Um jedoch in sehr trockenen Jahren bei Mangel an Regen nicht in das Stocken zukommen, wurde im Jahre 1833 neben dem Gebläse noch eine Dampfmaschine aufgestellt, um zeitweise die Wasserkraft zu ersetzen. Mehrere wohlangelegte Kunststrassen verbinden dieses Werk mit den vorzüglichsten in der Nähe liegenden Ortschaften. Das Gusswerk zu *Neujoachimsthal* liefert alle Arten Gusswaare, von jeder Dimension und Gewichte. Im Jahre 1824 wurde hier das kollosale militärische Monument gegossen, welches auf dem Schlachtfelde bei *Arbesau* zum Andenken an den k. k. Generalfeldzeugmeister *Hieronymus Grafen von Colloredo* errichtet worden ist. Dieses Kunstwerk hatte ein Gewicht von 2027 Zentner 86 Pfund.

2tens. Nordwestlich von diesem Eisengusswerke durch eine Kunststrasse verbunden, in einer Entfernung von 2 Stunden befindet sich das grosse Hammerwerk zu *Rostok*, welches unterhalb des Schlosses *Pürglitz* am rechten Ufer der *Beraun* liegt. Der Fluss bildet hier einen beinahe halbkreisförmigen Bogen, welcher mittelst eines 900 Klafter langen Zu- und Ableitungskanales durchschnitten und hieran das Werk, bestehend aus 7 Streckhämmern mit 7 Frischfeuern und einem Zainhammer mit einem Kleinfeuer errichtet wurde. Diese Hämmer sind in zwei nebeneinander aufgeführten Manipulazionsgebäuden untergebracht, und werden sammt den Gebläsen durch 15 in dem Gerinne aufgestellte unterschlächtige Wasserräder getrieben. Ein geräumiges Amtshaus, 4 Wohngebäude und einige andere kleinere Gebäude sind hier ebenfalls errichtet.

Auch diese grossartige Hammmerwerksanlage wurde von dem verdienstvollen Herrn Hofrathe *Nittinger* vorgeschlagen, und die mechanische Anlage von meinem Vater bearbeitet; doch wurde mit der Ausführung so lange gewartet, bis der gegenwärtige Besitzer *Fürst Carl Egon von Fürstenberg* nach dem Antritte seiner Herrschaften selbe anordnete. Der Bau begann unter der thätigen Oberleitung des Hofrathes *Nittinger* im August 1825 und wurde in 14 Monaten ganz ausgeführt. Die Hammerwerke sind, wie die folgende Beschreibung zeigen wird, nach einem sehr vervollkommneten Systeme ausgeführt, und verdienen in jeder Rücksicht als Muster für solche Anlagen angesehen zu werden.

3^tens. Das Eisenhüttenwerk zu *Neuhütten* unter dem Schlosse *Nischburg* an der *Beraun* gelegen, besteht aus einem Hochofen von 30 Fuss Höhe, welcher im Jahre 1810 überbaut wurde; ferner aus einem Hammerwerk, welches im Jahre 1831 nach Angabe des Herrn Hüttendirektors *Anton Maier* erbaut wurde, und 6 Frischfeuer mit 6 Schlaghämmern, dann 2 Kleinfeuer mit 2 Zainhämmern enthält. In diesem Hammerwerke sind auf jeder Welle zwei Hämmer angebracht, und die ganze Anlage hat ebenfalls allen Erwartungen entsprochen.

4^tens. Das Hammerwerk zu *Althütten* beiläufig $^3/_4$ Stunden von *Neuhütten*, stromabwärts am linken Ufer der *Beraun* gelegen, besteht aus 3 Frischfeuern mit 3 Stabhämmern und einem Kleinfeuer mit einem Zainhammer. Dieses Hammerwerk erwartet noch die Umbauung nach denselben Grundsätzen, welche bereits bei den andern Hammerwerken beobachtet wurden.

5^tens. Die Zeugfabrik im Orte *Neuhütten* besteht aus einem geräumigen Gebäude, 3 Feuern, 3 Schlaghämmern von verschiedenem Kaliber, auf einer Welle angebracht und einem Doppelblasekasten mit Regulator nebst einem Schleifwerke. Diese Anlage wurde im Jahre 1830 beendigt.

6^tens. Die Dreh- und Bohranstalt liegt in der Richtung des Thales aufwärts, hinter dem Dorfe *Neuhütten* unter einem Teiche oder Weiher in einem eigenen Gebäude; ihre Aufstellung wurde im Jahre 1833 beendigt. Die Zeugfabrik, dann das Dreh- und Bohrwerk werden durch oberschlächtige Räder betrieben, welche ihr Wasser theils aus den im Thale angelegten Teichen erhalten, theils kommt ihnen auch das von *Neujoachimsthal* zufliessende Wasser zu Guten.

Diese grossen Anlagen haben ein reges Leben in die hiesigen, früher einsamen Gebirge und Wälder gebracht, ein Netz von wohlangelegten Kunststrassen verbindet die entlegensten Theile des sonst unwegsamen Gebiethes, gegen 3000 Menschen finden Beschäftigung und Erwerb, und es hat sich ein Wohlstand unter der ganzen Populazion verbreitet, der ohne einem so grossen Industrialwerke in der Gegend unbekannt geblieben wäre.

§. 308.

Sämmtliche Gebäude, welche zu dem *Neujoachimsthaler* Gusswerke gehören, nämlich das eigentliche Hochofengebäude, das Schichtamtsgebäude, die Gusswaaren- und Modellenmagazine, dann die Wohnungen der Beamten und Arbeitsleute liegen, wie schon angeführt wurde, am Fusse des Berges *Krussna Hora*, wo das Eisenerz gewonnen wird, in einer sehr waldigen Gegend. Auf dem ersten Blatte, Fig. 2, Tab. 95 erscheinen die eigentlich zum Betriebe der Hochöfen gehörigen Gebäude im Grundrisse dargestellt. Hievon ist die Erz- und Kohlenschupfe an der Berglehne etwas höher als das Hochofengebäude angelegt, wie aus dem Querdurchschnitte Fig. 3, Tab. 97 zu ersehen ist. Diess hat den Zweck, die Erze und Kohlen aus den Schupfen mittelst einer doppelt angelegten Eisenbahn unmittelbar auf die Gicht der Hochöfen zu führen. Tab. 95. Tab. 97.

Das Stollenmundloch liegt noch höher, und in beinahe winkelrechter Richtung auf die Erzschupfe 50 Klafter davon entfernt. Die aus dem Bergwerke durch den Stollen auf

Eisenbahnen zugeführten Erze werden zu beiden Seiten des Stollenmundloches ober der Erzschupfe zum Verwittern abgelegt, und nachdem sie wenigstens ein Jahr den Einwirkungen der Atmosphäre ausgesetzt waren, werden sie durch zwei im Dache angebrachte, gewöhnlich mit Thüren verschlossene Oeffnungen, oder auch durch beide Seitenthüren in die Erzschupfe gebracht, gepocht, zu den einzelnen Gichtsätzen abgewogen, und zur Schmelzung aufgegeben, ohne also früher geröstet worden zu seyn. Um die grosse Masse von Eisenerzen mit Bequemlichkeit über der Erzschupfe abzulegen, sind die aus dem Stollen kommenden Eisenbahnen zu jeder Seite der Erzschupfe 30 Klafter weit, auf hölzernen Gerüsten bis zu 10 Fuss Höhe fortgeführt, von welchen dann die Erze abgestürzt werden.

Das Verhältniss der Erze bei der Aufgebung im Hochofenschachte ist gewöhnlich so, dass auf 19 Gewichtstheile *Krussna Hora* Erz, 11 Gewichtstheile ärmere, 3 Stunden von hier bei *Dubowa* und *Brzezowa* gewonnene Erze, und 2¾ Gewichtstheile Kalkstein genommen werden. Durch diese Gattirung erhält man ungefähr 33 Prozent Eisen.

Tab. 97. Sieben Fuss von der Erzschupfe entfernt ist in einerlei Horizont die Kohlenschupfe angelegt. Sie besteht aus zwei *Etagen*, wie der Durchschnitt Fig 3 zeigt. Die Zufahrt Tab. 95. der Kohlen geschieht auf den beiderseitigen Strassen A (Fig. 2), welche wegen der Berglehne mit Seitenmauern versehen sind, und sich ebenfalls in zwei *Etagen* abtheilen. Die obere ist brückenartig hergestellt, und zwischen den, in der Mitte offenen Jochen findet auf der untern Strasse die Zufahrt in das untere Geschoss der Kohlenschupfe statt; ist aber dieser Raum ausgefüllt, so geschieht die Zufahrt auf der obern brückenartigen Strasse, die sich nach einer sanften Krümmung in der Berglehne einschneidet. Sind die Wägen am gehörigen Orte in der Kohlenschupfe angelangt, so werden sie auf die Hölzer a umgestürzt, und ausgeleert, worauf die Abfahrt durch das andere Thor erfolgt.

Tab. 97. Die Bauart der Erz- und Kohlenschupfe ist übrigens aus den Grundrissen und Profilen zu ersehen, es wurde hiebei vorzüglich Einfachheit und Geräumigkeit beabsichtigt. Die gegen die Berglehne gekehrten Seitenwände der Erzschupfe bilden zugleich eine Futtermauer gegen den Erdendruck, und sind aus dieser Ursache massiv, 3 Fuss stark hergestellt worden. Die andern Umfangswände bestehen bloss aus gemauerten Pfeilern mit dazwischen befindlicher Bretterverschallung, worauf dann ein Dach nach gewöhnlicher Konstrukzion aufgesetzt ist.

Bei der Kohlenschupfe dagegen bestehen die, gegen die Hochöfen gekehrten Umfangswände aus massivem Mauerwerk, und bloss die Wand an der Erzschupfe ist mit Pfeilern und dazwischen angebrachter Verschallung hergestellt. Man wollte nämlich jedes, durch eine Bretterverschallung mögliche Eindringen der aus der Gicht emporsteigenden Funken verhindern. Aus dieser Ursache sind auch an der Kohlenschupfe weder Dachfenster, noch andere Oeffnungen im Dache angebracht. Um die Einfahrt der Wägen in die Kohlenschupfe gehörig zu erleichtern, ist selbe mit einem Bohlendache bedeckt; die Sparren dieses Daches sind 3½ Fuss von einander entfernt und jedes Paar steht auf einem durchgehenden Trame. Die Träme werden in der Mitte von einem Unterzuge getragen, der von 18 zu 18 Fuss mit hölzernen Säulen gestützt ist, die auf gemauerten 2 Fuss hohen Pfeilern und einer auf dem Mauerwerke befestigten ¾ Zoll dicken gusseisernen Platte aufstehen, wie diess aus Fig. 4, Tab. 97 zu ersehen ist. Die Kohlenschupfe, Erzschupfe und sämmtliche Hochofengebäude sind mit 16 Zoll langen Taschen bedeckt, die auf 6½ Zoll von einander genagelten Latten trocken eingehängt sind. Die Grösse der Erz- und Kohlenschupfe wurde so bemessen, dass in denselben ein dreimonathlicher Vorrath an Erz und Kohlen für beide Hochöfen aufbewahrt werden kann.

§. 309.

Das eigentliche **Hochofengebäude** steht 5 Klafter von der Kohlenschupfe entfernt, tiefer am Bergabhange. Die Gicht beider Hochöfen liegt in einem Horizont mit dem Fussboden der Erz- und Kohlenschupfe, und es geht von da, wie bereits erwähnt wurde, eine doppelte Eisenbahn auf einer hölzernen Brücke bis ober die Gicht eines jeden Hochofens; auf dieser Bahn werden die Erz- und Kohlensätze in einem eisernen Wagen bis ober die Gichtöffnung zugeführt, und durch Oeffnung einer Bodenthür in die Schächte abgestürzt. In dem Hochofengebäude sind ausser den beiden 42 Fuss hohen Hochöfen noch sämmtliche zu ihrem Betriebe nothwendige Lokalitäten vorhanden, als der Raum für das Gebläse und das Betriebs-Räderwerk, die eigentliche Gusshütte, die Lehm-Massen- und Sandformerei sowohl für ordinäre als feine Waaren, dann die Schlosserwerkstätte. Die Anordnung des Ganzen ist aus dem Grundrisse Fig. 2, Tab. 95 und aus den Durchschnitten und Details der wichtigern Theile, die in den übrigen Blättern dargestellt sind, zu ersehen. Tab. 95.

Die **Hochöfen** bilden ein ganz isolirtes, unten 10 Klafter langes, und 6 Klafter breites Mauerwerk. Theilt man diesen Körper der Länge nach in drei, und der Breite nach in zwei Theile, und zieht aus den mittlern Punkten zu den Seitenwänden parallele Linien, so geben ihre Durchschnittspunkte die Mitte der Schächte beider Hochöfen. Um aber diese Mauerwerke zu isoliren, und vorzüglich die Erdfeuchtigkeit aus der anliegenden Berglehne, und dem Fundamente abzuhalten, sind die Abzüchte B, Fig. 3, Tab. 97, dann die Kanäle d, Fig. 2 und 4, Tab. 98 angelegt worden. Die **Abzüchte** bildet jener Raum, welcher zwischen der Futtermauer an der Bergwand und dem Hochofenmauerwerke vorhanden ist; wegen der Böschung des letzteren werden sie nach oben breiter, und bloss wegen Verstärkung der Futtermauer sind die mittlern zwei Gewölbungen angebracht, welche jenen Raum in 3 übereinanderliegende Gänge abtheilen. In diese 3 Abzüchte fällt kein Licht ein, sie sind daher ganz finster, bei b, b (Fig. 2, Tab. 95) sind sie mit hölzernen Thüren gesperrt, und die 2 obern dienen zur Aufbewahrung verschiedener Geräthe. Der unterste ist bloss 1½ Fuss breit, und in der Futtermauer sind die kleinen, 5 Zoll weiten Kanäle c (Fig. 3, Tab. 97) angebracht, durch welche die Feuchtigkeit abgeleitet wird. Am Boden des Abzuchtes sammelt sich alles Wasser in einer flachen Rinne, und fliesst aus derselben durch eigene Einfallöcher in einen stark abhängigen Kanal, durch den es in den Hauptabflusskanal geleitet wird. Tab. 97. und 98.

Die **unter** den Hochöfen angelegten **Kanäle** sind Fig. 4, Tab. 98 im Grundrisse, dann Fig. 1 und 2 im Durchschnitte dargestellt. Unmittelbar unter dem Bodenstein sind die 1 Fuss im Quadrat grossen Luftkanäle d, welche sich unter dem Gestell durchkreuzen, und in dem Blase- dann Arbeitsgewölbe ausmünden, wo ihre Mündungsöffnungen nur leicht mit einer eisernen Platte bedekt sind. In diesen Kanälen sammelt sich wegen der, durch den Bodenstein dringenden bedeutenden Wärme kein Wasser, Tab. 98. und die in Dämpfe verwandelten Erdfeuchtigkeiten strömen durch die Mündungen aus dem Mauerwerke hinaus. Eine zweite Lage 1 Fuss im Quadrat grosser Kanäle e ist 7 Fuss unter dem Bodensteine angelegt, wie Fig. 1 und 4 zeigen; diese Kanäle verlängern sich an einem Ende, gegen 3 Fuss rechtwinkelig nach oben zu, am andern Ende münden sie aber in den Hauptkanal C aus; wegen dem Abflusse des darin sich ansammelnden Wassers sind sie in ihrer Länge etwas abhängig angelegt.

Durch dieses System von Abzugskanälen wurde alle dem Ofenmauerwerke schädliche Nässe, die auch auf den Gang des Schmelzprozesses nachtheilig eingewirkt hätte, gehörig abgeleitet, welches hier um so nothwendiger erschien, als das Hochofengebäude in der Berglehne eingeschnitten wurde. Der Grund oder das Fundament der Hochöfen, oder vielmehr des Mauerwerkes, in welchem die oben beschriebenen Kanäle angelegt sind, ist bis auf die festen Erdschichten herabgesenkt, und ganz aus Bruchsteinen mit Kalkmörtel erbaut. Dieses Fundament reicht bis zur Hüttensohle, wo die Arbeits- und Blasegewölbe, dann das eigentliche Hochofenmauerwerk beginnt. Durch die Blasegewölbe D (Fig. 1, Tab 98) wird der Wind in das Gestell geleitet, und durch die Arbeitsgewölbe E (Fig. 2) werden die Schlacken aus dem Gestelle herausgezogen, und das geschmolzene Eisen theils ausgeschöpft, theils abgestochen. Diese Gewölbe sind so geräumig, dass die Hochofengesellen und Giesser darin aufrechtstehen, und die nöthigen Arbeiten ohne Hinderniss vornehmen können. Nach innen schliessen sich diese Gewölbe an den untersten und engsten Theil des Hochofens, das sogenannte Gestell F (Fig. 2) an. Vom Gestelle an erweitert sich der Hochofen bis zu dem Kohlensack, wo er am weitesten ist, und dieser Theil wird die Rast G genannt, weil durch die schiefen Wände derselben die Erz- und Kohlensätze aufgehalten werden, und ehe sie in das Gestell gelangen, gleichsam da rasten. Ober der Rast fängt der eigentliche Schacht H an, der sich nach oben zu verengt; sein unterster, am meisten erweiterter Theil heisst der Kohlensack und der oberste die Gicht.

Mit Rücksicht auf die Grundsätze, welche bei der Anlage jedes Hochofens zu beobachten sind, hat man für die vorhandenen Erze, dann den Betrieb von Holzkohlen, die aus einer Mischung von 2 Theilen Birken-, 2 Theilen Eichen-, 2 Theilen Kiefern- und 1 Theil Tannenkohlen bestehen; ferner bei Voraussetzung eines Gebläses, welches in jeder Minute 800 Kubikfuss Wind bei einer Pressung von zwei Fuss Wassersäule liefert, folgende Dimensionen des Hochofens als die zweckmässigsten erachtet. Die ganze Höhe vom Bodensteine bis zur Gicht = 42 Fuss, die Weite der Gicht = 3½ Fuss, die Weite des Kohlensackes = 10 Fuss, der Neigungswinkel der Rast = 65 Grad, die Höhe des Gestelles = 6 Fuss, die untere Weite des Gestelles = 18 Zoll, endlich die obere Weite desselben = 22 Zoll. Nach diesen Dimensionen wurden die *Neujoachimsthaler* Hochöfen bei ihrer ersten Anlage ausgeführt, und unsere Zeichnungen hiernach verfertigt; doch hat man bei den spätern Zustellungen des Hochofens einige Aenderungen vorgenommen.

§. 310.

Die Bauart der Hochöfen wurde zur Erreichung des allgemeinen Zweckes, nämlich möglichster Ersparung des Brennmaterials, bei vollkommener Schmelzung und reinem Ausbringen der Erze auf nachstehende Art bewerkstelligt. Die Umfangswände des Schachtes, oder das sogenannte Schachtfutter ist dreifach, wovon das innerste der Kernschacht, die beiden äussern aber die Rauchschächte genannt werden. Sowohl der Kern- als die Rauchschächte wurden aus eigens verfertigten, 15 bis 18 Zoll langen, feuerfesten und gut gebrannten Ziegeln mit einem, in Wasser angemachten, mit etwas feinen Sand gemengten feuerfesten Thon aufgemauert; die Fugen wurden hiebei horizontal und möglichst klein gemacht. Diese Schächte sind durch zwei 4 Zoll breite Zwischenräume von einander getrennt, welche unten mit Ziegelstücken, nach oben aber mit Steinchen und Sand ausgefüllt wurden. Durch das gute Ausbrennen der Ziegel und die dünnen Fugen wird das Eingehen oder Eintrocknen der Schachtfutter verhindert, wodurch sonst nachtheilige Risse entstehen würden. Durch die Trennung der Schachtfutter von einander wird nicht nur ihre durch die Hitze verursachte Ausdehnung zugelassen, sondern weil die lockere Füllung, in deren Zwischenräume Luft enthalten, ein schlechter Wärmeleiter ist, wird auch die Wärme besser zusammengehalten. Die innere Figur des Schachtes ist kreisrund, weil diese Figur mit den kürzesten Umfangswänden den grössten Raum einschliesst, und das gleichförmige Vertheilen des Windstromes und der Schmelzmasse am besten zulässt. Die Aufmauerung geschieht nach einer *Chablone*, welche genau das Querprofil des Schachtes angibt, und an einer in der Kernlinie (Mittellinie) des Schachtes senkrecht errichteten Stange befestigt ist, durch deren Umdrehung alsdann die *Chablone* die Lage aller Ziegel angibt.

Tab. 98.

Weil das Schachtfutter an der Gicht wegen des Abstürzens der Erze und Kohlen zu sehr der Beschädigung ausgesetzt ist, so wird es dort auf 4 Fuss herab mit einem gusseisernen Futter versehen. Dieses Futter besteht aus 6 Zoll hohen Kränzen, deren jeder aus 6 Theilen zusammengesetzt ist. Ein solcher Theil ist Fig. 3, Tab. 98, im 4mal grössern Masstabe im Grund- und Profilrisse dargestellt, woraus man leicht seine Konstrukzion ersehen kann. Bloss die innere Seite dieser Kränze ist geböscht, die äussere steht aber lothrecht, wodurch die einzelnen Kränze nach oben etwas stärker werden; sowohl die Lappen mit welchen sie eingemauert sind, als auch die Seitenwände sind unten an ihrem schwächsten Theil $^{5}/_{8}$ Zoll im Eisen stark. Die ganze obere Fläche des Schachtfutters an der Gicht des Hochofens ist mit einer $^{3}/_{4}$ Zoll dicken Gusseisenplatte bedekt, die mit einem kleinen nach unten vorspringenden Rand die Kränze des Futters und das Mauerwerk des äussern Rauchschachtes umfasst.

Nach unten reichen die Schachtfutter bis zum Gestell; sie stehen dort, wo sie nicht die Arbeits- und Blasegewölbe berühren, auf einer Grundlage von trocken (ohne Mörtel oder Lehm) regelmässig aufgeschichteten Bruchsteinmauerwerk, welches vom Fundament bis an das Schachtfutter reicht, und dieses an der äusseren Seite bis oben zur Gicht umgibt. Diese Lage trockenen Mauerwerkes hat wegen der Rundung und Dossirung des Ofens verschiedene Dimensionen, und es wurde in den Zeichnungen Fig. 2, Tab. 98, dann Fig. 2, Tab. 96 durch die hellere Schraffirung unterschieden. Dieses trockene Mauerwerk umfasst endlich auswärts von allen Seiten ein 4 Fuss dickes auf Kalkmörtel aufgeführtes Bruchsteinmauerwerk, welches auch die Seitenwände der Arbeits- und Blasegewölbe bildet, über welche diese Gewölbe im Scheitel 15 Zoll stark, von Ziegeln im Kalkmörtel hergestellt wurden.

Ist das Hochofenmauerwerk zweckmässig und solid, wie beschrieben, hergestellt, so dauert es eine lange Reihe von Jahren und nur der Kernschacht muss zuweilen erneuert werden. Da aber in einer *campagne* von 12 bis 18 Monaten das Gestelle mit der Rast weggeschmolzen wird, und der Schmelzraum sich zu viel erweitert, so muss dasselbe vor Anfang einer neuen *campagne* immer erneuert werden. In den Profilen ist das trockene Mauerwerk von dem Gestelle durch eine Vertikallinie getrennt; das letztere wird sowohl bei der neuen Erbauung des Ofens, als auch bei der Erneuerung des Gestelles auf folgende Art erbaut. Unmittelbar Tab. 98. auf den früher beschriebenen Luftkanälen liegt am Boden eine gusseiserne $^{3}/_{4}$ Zoll dicke, kreisrunde Platte, die 12 Fuss im Durchmesser hält, und das Aufsteigen jeder Erdfeuchtigkeit verhindert. Wegen dieser bedeutenden Grösse ist die Platte aus sieben, 18 bis 21 Zoll breiten Theilen zusammengesetzt, und an ihrer Oberfläche sind von 18 zu 18 Zoll, oben $^{3}/_{4}$ Zoll im Durchmesser haltende und sich nach unten zu erweiternde Löcher angebracht, welche das Entweichen der Dämpfe befördern. Auf diese Platte wird eine dünne Lage trockener Sand ausgebreitet, worauf der Bodenstein p, gewöhnlich von 8 bis 9 Zoll Dicke horizontal gelegt wird. Die Sandlage richtet sich nach der Dicke und Ungleichheit des an seiner untern Fläche unbearbeiteten Bodensteines; indem sie das unmittelbare Aufliegen des Steines auf der Eisenplatte verhindert, wird dessen festeres Aufliegen und ein besseres Zusammenhalten der Hitze erreicht, da letztere durch den trockenen Sand als einen schlechtern Wärmeleiter nicht so schnell entweicht. Der Bodenstein ist gewöhnlich aus mehreren Stücken zusammengesetzt, jedoch vermeidet man die Fugen unmittelbar unter dem Schmelzraume, auch ist es gerade nicht nothwendig, dass er sich über die ganze Gusseisenplatte erstrecke.

Auf den Bodenstein werden nun die übrigen Gestellsteine aufgestellt, und aus ihnen das Gestell F gebildet. Man unterscheidet das Ober- und Unter-, ferner das Vorder- und Hintergestell. Das Blatt der Form, durch welche der Wind in das Gestell geleitet wird, scheidet das Unter- von dem Obergestell, und die gegen das Arbeitsgewölbe liegende Hälfte des Gestelles wird das Vorder- so wie die entgegenstehende Hälfte das Hintergestell genannt. Die Entfernung vom Hinter- zum Vordergestell heisst man die Länge des Gestelles; die Breite desselben wird rechtwinkelig auf die Länge abgemessen. Das Untergestell erweitert sich gegen das Arbeitsgewölbe und bildet den Vorheerd, welcher zum Sammelkasten für das geschmolzene Eisen dient, und woraus, da er im Arbeitsgewölbe oben offen ist, nicht nur die Schlacke abgezogen, sondern auch das Eisen ausgeschöpft wird.

Sämmtliche Gestellsteine müssen nach innen gegen den Schmelzraum nach der Dossirung des Gestelles, dann wegen des dichten Schlusses in den vollkommen horizontalen und vertikalen Fugen glatt bearbeitet werden, weil sich sonst die Gestellsteine bald abschmelzen würden. Da die glatte Bearbeitung sehr harter Gestellsteine schwierig ist, so pflegt man zur Erleichterung das Gestell nicht rund, sondern viereckig zu machen, woran sich dann die Rast anschliesst. Bevor man zur Aufstellung des Gestelles schreitet, muss vorerst der Mittelpunkt des Schachtes genau ausgemittelt, und auf dem Bodenstein bemerkt werden. Hierauf wird die untere Länge und Breite des Gestelles, welche in *Neujoachimsthal* gleich gross und = 18 Zoll ist, aufgetragen, so dass die Grundlinien des Gestelles parallel zu den äussern Umfangswänden des Hochofens und gleich weit von dem bestimmten Mittelpunkt abstehen. Die der Arbeitsseite gegenüberstehende Wand wird wo möglich aus einem einzigen 6 Fuss hohen, 1 Fuss 10 Zoll dicken Stein f hergestellt, welcher der Rückstein genannt wird. An den Rückstein werden

Tab. 98.

zu beiden Seiten die *Backensteine* g angestossen; diese reichen vom Rücksteine über den ganzen Vorheerd, und da sie gewöhnlich aus einem Stücke bestehen, so ist ihre Länge = 5 Fuss 6 Zoll; ihre Höhe richtet sich nach der Tiefe des Vorheerdes, oder der Entfernung der Form vom Bodenstein, welche in *Neujoachimsthal* = 20 Zoll ist; ihre Dicke beträgt 22 Zoll.

Die Tiefe des Vorheerdes richtet sich nach der Menge des Eisens, welches man im Heerde halten will; es ist vortheilhaft, selbe nicht zu gering anzunehmen, weil sich dann das geschmolzene Eisen nicht so leicht abkühlt, immer eine angemessene Schlackendecke behält, und weil man zu grössern Gusswaaren ein bedeutendes Quantum Eisen auf einmal bedarf. Sehr tief darf übrigens der Heerd auch nicht seyn, weil sonst das Eisen am Bodensteine zu bald abkühlen würde. Die Länge des Vorheerdes wird durch die Dicke der über den Backenstücken gegen das Arbeitsgewölbe liegenden Wand von 2 Fuss 7 Zoll, und durch die Länge des oben offenen Raumes bestimmt, wodurch das Eisen geschöpft und die Schlacken herausgezogen werden, welche (Länge) in *Neujoachimsthal* 17 Zoll misst; übrigens darf sie nie viel länger seyn, weil durch diese Oeffnung viel Hitze entgeht. Die Breite des Vorheerdes oder die Entfernung der Backensteine von einander ist eben so gross als die untere Weite des Gestelles, nämlich 18 Zoll.

Tab. 96. und 98.

Auf die Backensteine wird auf der Seite, wo die Form liegt, der *Formstein* h (Fig. 2) ihm gegenüber der *Windstein* i aufgestellt. Sie sind so wie die übrigen Steine 18 bis 22 Zoll dick, gewöhnlich nur so lang als die innere Gestellwand, und reichen selten bis an das obere Ende des Gestelles hinauf. Diese Höhe wird sodann mit zwei andern Steinen, den *Gemeinstücken* k ergänzt, die in der dargestellten Zustellung 14 Zoll hoch und 2½ Fuss breit sind. In dem Formsteine wird übrigens genau gegen die Mitte des Schmelzraumes die Oeffnung für die Form eingehauen, in welche diese bei dem Anblasen des Ofens eingesetzt und gerichtet wird. An der Arbeitsseite wird alsdann die Brust des Ofens durch den *Timpelstein* l geschlossen. Er liegt auf den beiden Backensteinen so auf, dass der Form- und Windstein zwischen dem Rück- und Timpelstein eingeschoben sind. Seine Dicke ist 22 Zoll, seine Höhe aber ebenfalls durch ein Gemeinstück k ergänzt, damit alle Steine am Gestelle einerlei Höhe erhalten. Weil der Timpelstein an seiner äussern Seite durch die kalte Luft viel zu leiden hat, so wird er dort mit der *Timpelplatte* m (Fig. 2 und 5, Tab. 98) von Gusseisen verkleidet. Sie ist 3 Zoll stark, dann 22½ Zoll lang und breit; sie steht auf den Backensteinen, und auswärts wird an selbe ein ebenfalls gusseiserner, aus 3 Stück ¾ Zoll dicken, 6 Zoll breiten Platten bestehender Rand angesetzt; so dass die gegen den Vorheerd gekehrte Seite keinen Rand erhält, wodurch dann die Oeffnung, aus welcher die Schlacken gezogen werden, um etwas verlängert wird. Der Raum um die Timpelplatte und ihren vorstehenden Rand wird aber ganz mit feuerfesten Ziegeln nach Fig. 2 und 5, Tab. 98, ausgemauert.

Ist das ganze Gestell bereits ausgeführt, so wird der *Wallstein* n, welcher den Vorheerd nach vorne schliesst, eingesetzt; er wird zwischen die Backensteine einige Zolle, nach Massgabe ihrer Länge eingeschoben, über welche er um 1 Zoll hervorragt. Links vom Wallstein wird der ganze leere Raum bis an die Seitenwände des Arbeitsgewölbes in der Dicke des Wallsteines mit Ziegeln ausgemauert, rechts aber der Theil des Backensteines, welcher den Wallstein übergreift, abgeschrägt, und eine 2 Zoll weite Spalte zwischen beiden Steinen (Fig. 2, Tab. 95) gelassen, welche bei dem Anblasen des Ofens mit angefeuchteten Kohlengestiebe mit etwas Sand gemischt, verstopft, und nur bei der Ablassung oder dem Abstiche des Eisens geöffnet wird. Der Wallstein ist demnach so lang, als die Breite des Vorheerdes, seine Höhe ist um ein Zoll grösser und seine Dicke oben gewöhnlich 18 Zoll, nach unten erweitert er sich aber mit einer dammartigen Böschung, welche besonders gegen den Vorheerd zu nothwendig ist, damit man mit der Brechstange an alle Punkte des Vorheerdes gelangen könne, und auch das Eisen sich in der entfernten Ecke nicht zu sehr abkühle. Oben und vorn ist der Wallstein mit eisernen 2 Zoll dicken Platten verkleidet; ferner wird neben dem Abstichloch hart an ihn eine eiserne 1 Zoll dicke, 14½ Fuss lange und verglichen 16 Zoll hohe Platte o, das Leistenblech mit zwei, nach unten 1 Fuss vorstehenden, 16 Zoll breiten Vorsprüngen in die Erde eingesetzt, und dadurch ein Raum, der Leistengraben abgeschieden, welcher mit feinem Sand- und Kohlengestiebe ausgefüllt ist. In diesen Raum wird bei dem jedesmaligen Abstich die Rinne zum Ablaufen des flüssigen Eisens etwas abhängig gemacht, aus welcher Ursache die Oberfläche des Bodensteines höher als die Hüttensohle seyn muss. Am Wallsteine zwischen dem Leistenblech und der Wand des Arbeitsgewölbes liegt am Boden noch eine 2 Fuss 8 Zoll lange Platte, das Schlackenblech, worauf die aus dem Heerd gezogene, noch weiche Schlacke zur Abkühlung und Erstarrung gebracht, und dann erst beseitigt wird.

Der Raum zwischen den Gestellsteinen und dem trockenen Mauerwerk ist bis auf einen kleinen Zwischenraum an den Gestellsteinen, welcher mit trockenem Sande ausgefüllt wird, mit Ziegeln ausgemauert. Die kleine Sandschicht macht die freie, durch die Hitze verursachte Ausdehnung der Gestellsteine ohne weitern Nachtheil möglich, hält die Hitze besser zusammen und erleichtert das Ausbrechen und Wiederaufbauen des Gestelles, weil alsdann das hinter der Sandschicht befindliche Mauerwerk gewöhnlich stehen bleibt, und erst später der, durch die Ungleichheiten der Steine entstandene Zwischenraum von oben mit trockenem Sande ausgefüllt wird. Der Form- und Timpelstein sind dort, wo sie mit der Atmosphäre in Berührung sind, so viel als es der Raum zulässt, vermauert, und die obere Mauerung durch gusseiserne, aus den Profilen zu ersehende 2½ Zoll starke an einem Ende stuffenartig gebogene Tragplatten gestützt, welche sich bis an die Wölbung der Arbeits- und Blasegewölbe anschliessen. Ober dem Gestelle wird sodann die Mauerung der Rast begonnen; man nimmt hiezu gewöhnlich feuerfeste, alte Gestellsteine, die mit möglichst wenig Fugen, und mit einer von allen Seiten gleichen und regelmässigen Böschung den ganzen ober dem Gestell befindlichen Raum bis an das Schachtfutter ausfüllen. Da bei der Abschmelzung des Gestelles auch immer ein Theil der Rast zu Grunde geht, so muss bei der Einsetzung eines neuen Gestelles auch der schadhafte Theil der Rast ausgebessert werden. Dort wo die Rast an das Gestell und das Schachtfutter anschliesst, werden die scharfen, leicht abschmelzbaren Ecke abgerundet, und dadurch zugleich eine allmählige Verbindung dieser Theile erzielt.

Alle Gestellsteine müssen möglichst feuerfest seyn. Bei dem *Neujoachimsthaler* Hochöfen bedient man sich eines grobkörnigen Quarzsandsteines, wovon der Kubikfuss 110 bis 120 N. Oe. Pfund wiegt. Vor dem Gebrauche werden die Gestellsteine 2 bis 3 Jahre in einem luftigen Schupfen unter Dach verwahrt, damit sie vollkommen austrocknen, fester werden, und die in den frischen Steinen enthaltene Feuchtigkeit bei ihrem Gebrauche keine Risse verursache. Bei der Versetzung braucht man einen feuerfesten, mit etwas feinen Sand gemischten Thon, welcher überhaupt bei dem ganzen Gestell- und Schachtmauerwerke angewendet werden soll; man macht die Fugen möglichst klein, und sucht ihre Zahl durch die Grösse der Steine zu vermindern. Die längere Dauer des Gestelles wird dadurch wesentlich befördert, welches allerdings für den Hochofenbetrieb von grösster Wichtigkeit ist.

§. 311.

Um die Risse und Sprünge zu vermeiden, welche durch die bedeutende bei der Erhitzung des Hochofens erfolgende Ausdehnung des Schachtfutters und überhaupt des ganzen Mauerwerks vorzüglich in der äussern, auf Kalkmörtel hergestellten Umfangsmauer erfolgen würden, ist die Einlegung von eisernen Schliessen und die Anlage von Dunstzügen unerlässlich. Die eisernen Schliessen bilden zwei Lagen, wovon eine parallel zu den Umfangswänden angebracht wird, die zweite aber das Hochofenmauerwerk diagonal durchschneidet (Fig. 2, Tab. 95.). Die Entfernung der gleichnamigen Lagen beträgt im Durchschnitte 4 Fuss und sie liegen von der Gicht bis zu dem Arbeitsgewölbe, wie aus Fig. 2, Tab. 96 zu ersehen ist, abwechselnd; von da bis auf die Hüttensohle sind aber nur noch zwei Lagen, mit den Umfangswänden paralleler Schliessen angebracht, da die diagonalen Schliessen hier nicht mehr eingelegt werden können. Tab. 95. und 96.

Die parallelen Schliessen liegen immer paarweise neben einander am Rande des trockenen Mauerwerkes, und wie aus Fig. 2, Tab. 95 zu ersehen ist, umfassen sie jeden Schacht in einem Quadrate und sichern vorzüglich die Ecken des Hochofenmauerwerkes. Die diagonalen Schliessen dagegen sind bloss einfach, umfassen den Schacht mit einem etwas verschobenen Viereck, und sichern vorzüglich jene Theile, welche zwischen die Endpunkte der parallelen Schliessen fallen. Sämmtliche Schliessen sind 3 Zoll hoch und ½ Zoll breit von Schmiedeisen; an ihren bis an den äusern Rand reichenden Köpfen sind gleich starke, 7 Fuss lange Eisenstücke durchgesteckt, deren jeder immer durch 2 gerade übereinander liegende Schliessen reicht, und sie mit dem Mauerwerke fest verbindet.

Die Dunstabzüge wurden bloss aus der Ursache angelegt, um bei dem ersten Anblasen der Hochöfen die Feuchtigkeiten aus dem noch frischen Mauerwerke abzuleiten; gegenwärtig aber, wo alles gehörig getrocknet ist, sind sie wegen Sparung der durch selbe entweichenden Hitze grösstentheils wieder zugemauert worden. Sie sind 3 Zoll im Quadrat und entspringen aus einem eben so weiten Kanal, der mitten durch das trockene Mauerwerk horizontal hindurch geht; sie schneiden in Entfernungen von 4½ Fuss senkrecht die äussere Rauchmauer, wie aus dem Grundrisse Fig. 2, Tab. 95, wo sie durch Punktirung angedeutet wurden, zu ersehen ist. Die vertikale Entfernung der Lagen ist eben so gross, wie jene der Schliessen, nämlich 4 Fuss, und sie reichen, so wie die diagonalen Schliessen nur bis an die Arbeits- und Blasegewölbe.

Im Arbeitsgewölbe geht ferner durch die äussere Umfangsmauer ein 18 Zoll im Lichten breiter, 3 Fuss langer Dunstzug, der am Scheitel desselben beginnt, sich nach oben zu von beiden Hochöfen vereinigt, und durch eine 18 Zoll im Quadrat grosse rauchfangähnliche Röhre über dem Dache ausmündet. Dieser Zug leitet die Hitze und Dämpfe, welche vorzüglich bei dem Abstiche des Eisens entstehen, über das Dach hinaus; um diese Dämpfe besser hineinzuleiten, ist vorne am Arbeitsgewölbe eine in Fig. 5, Tab. 98. durch Punktirung angezeigte, oben 2¼ Fuss hohe Blende, bestehend aus einem gusseisernen, mit starkem Blech überzogenen Gerippe, mittelst Bankeisen im Scheitel des Arbeitsgewölbes aufgehängt. Tab. 98.

Die Gusseisen-Platte I (Fig. 5, Tab. 98) gehört auch noch zu dem Hochofen; sie ist 9 Fuss hoch, 4 Fuss breit, 1 Zoll dick, und mit 6 Zoll von einander entfernten 1½ Zoll erhabenen Streifen versehen. Diese Platte ist zur Aufstellung der eisernen Brechstangen und andern Werkzeugen der Hochofenarbeiter bestimmt. Neben ihr liegen am Boden zwei 3 Fuss breite, 6 Fuss lange und 1 Zoll dicke Platten, welche gemeinschaftlich einen Raum bilden, wohin die, auf dem Schlackenblech bereits etwas abgekühlten Schlacken gezogen, und dort bis zu ihrer Wegführung aus der Hütte liegen bleiben. Diese Platten haben bloss den Zweck, die Hochofenmauer und die Hüttensohle vor der baldigen Beschädigung zu schützen.

Tab. 96. und 97. Ober der Gicht eines jeden Hochofens ist ein 3 Klafter 5 Fuss hoher Rauch- und Funkenfang errichtet (Fig. 2 und 3, Tab. 96, 97), der unten 3½ Fuss, oben aber nur 2 Fuss im Quadrate weit ist. An seinem untern Theile sind vier 2 Fuss weite, 5 Fuss hohe Oeffnungen angebracht, durch welche das Aufgeben der Schichten bewerkstelligt wird. Endlich ist das ganze Hochofenmauerwerk mit einem leichten Dache überdeckt, das von vier 13 Fuss hohen Umfangsmauern getragen wird, welche den höchsten Theil des Hochofengebäudes und eine Kammer für die Gichtaufgeber bilden, wohin man mittelst eines Thores von der Brücke und 2 kleinern Thüren von der Seite gelangen kann.

§. 312.

Der Wind, welcher zur gehörigen Belebung und Unterhaltung des Feuers in die Hochöfen geleitet werden muss, gelangt mittelst der Form in das Gestell. Die Form ist von Kupfer, unten flach, oben halbrund, nach Fig. 11, Tab. 96 gebildet. Der flache Theil derselben heisst das Blatt, der runde der Busen, und das schmale Ende der Rüssel der Form; der Rüssel ist ⅝ Zoll, das andere Ende aber ¼ Zoll im Kupfer stark. Sie wird in den Formstein mit dem Blatte horizontal so eingesetzt, und dann mit Lehm befestigt, damit der Luftstrom mitten durch das Gestell senkrecht auf den Windstein geht. Der Rüssel liegt genau in einer Ebene mit der innern Seite des Formsteines, und seine Weite wird durch die Grösse der Düse, wodurch der Wind von den Gebläsen ausströmt, bestimmt. Sie darf nämlich weder zu klein sein, weil alsdann der aus der Düse strömende Wind zurückgeschlagen würde; noch darf sie zu gross seyn, weil sie in diesem Falle von dem Windstrome zu wenig abgekühlt, und ihr Abschmelzen herbeigeführt werden würde.

Die Düse (Fig. 12, Tab. 96) ist eine 3½ Fuss lange, an der Mündung ⅜ Zoll starke konische Röhre von Gusseisen, die den Wind unmittelbar aus der Windleitung empfängt und in die Form ausströmmen lässt. Ihre Mündung wird genau durch die Menge und Geschwindigkeit des Windes bestimmt, der in das Gestell geleitet werden soll. Die Menge des Windes hängt von der Grösse der Oefen, welchen die Gebläse angemessen seyn müssen, ab; die Geschwindigkeit des einströmenden Windes wird aber von dem Brennmaterial bestimmt. Dieses darf weder zu schnell verbrennen, weil dann die volle Wirkung der Kohle nicht erfolgt, das Schmelzen der Erze wohl auch schon über dem Gestell beginnt, und dadurch viel Hitze unnütz verloren geht. Verbrennen aber die Kohlen zu langsam, so entsteht zu wenig Hitze, die Kohlen werden halb verbrannt und mit den Schlacken aus dem Gestell gezogen. Welcher Bedarf an Wind und Kohlen zur Eisenschmelzung erforderlich sey, wird in diesem Kapitel später angegeben werden.

Die Düse liegt 2 bis 3 Zoll in der Form zurück, und da die Form nur gerade so viel Oeffnung haben muss, damit der aus ihr kommende Wind ungehindert durchgehe, so wird hiedurch die Gestalt und Grösse der Formmündung oder des Formauges bestimmt. Die Gestalt ist wegen der kreisrunden Düse ebenfalls rund, und nur unten wegen besserer Auflage gerade; die Düse in *Neujoachimsthal* hat im Lichten 2½ Zoll, und sammt Eisenstärke 3 1/. Zoll im

Durchmesser; dagegen ist das Formauge daselbst 3 Zoll hoch und 3 $^3/_4$ Zoll am Blatte breit. Die Länge der Form ist 18 Zoll, und sie erweitert sich am andern Ende bis auf 10 Zoll Höhe, und 13 $^1/_2$ Zoll Breite.

An den Rüssel der Form hängen sich zuweilen während dem Betriebe des Hochofens, vorzüglich bei einem wenig gepressten Wind, Schlacken an, welche dann den Austritt des Windes verhindern. Da hiedurch zugleich der, aus dem Hochofen in das finstere Blasegewölbe herausfallende Lichtstrahl geschwächt wird, so bemerkt der im Arbeitsgewölbe beschäftigte Hochofengeselle durch ein, die Hochofenmauer bis in das Blasegewölbe durchschneidendes Loch o (Fig. 2 und 5, Tab. 98) das Leuchten der Form und zieht mittelst eines kleinen gekrümmten Hakens, indem er die Düse so viel als möglich auf die Seite schiebt, die sich angehängten Schlacken in das Blasegewölbe hinein. Da nun der Wind stets genau in bestimmter Richtung in das Gestell blasen muss, so sieht man schon daraus, wie nothwendig das Einlegen einer Form sey. Würde nämlich die Düse selbst bis in das Gestell reichen, und wäre sie fest, so könnte man die angehängten Schlacken nicht leicht abputzen; wäre sie aber beweglich, und zum Zurückziehen eingerichtet, so wäre es sehr schwierig, ihr die gehörige Richtung wieder zu geben; hingegen kann durch die feste Form der Luftstrom, wenn er auch nicht ganz regelmässig einfällt, gehörig regulirt werden.

Tab. 98.

Wie schon erwähnt wurde, läuft die Düse konisch zu, um den aus der grössern Leitung kommenden Wind einzuengen, und bei seinem Ausströmen die gehörige Richtung zu geben. Um die Düse beweglich zu erhalten, und sie in der Form nach Erforderniss vor- und zurückschieben, auch seitwärts legen zu können, wird selbe mit der Windleitung mittelst eines 4 Fuss langen, ledernen Schlauches p (Fig. 2, Tab. 96) verbunden; dieser Schlauch ist einerseits an das dicke Ende der Düse, anderseits aber an die Mündung der Windleitung mit 2 eisernen Ringen befestigt, die mit Schrauben gehörig zusammengezogen werden können. Die luftdichte Schliessung des Leders an das Eisen wird durch Unterlage eines kurzhaarigen Lammfelles und dgl. erreicht.

Tab. 96.

Zuweilen darf kein Wind in das Gestelle gehen, wie es bei jedem Abstiche oder Abgusse der Fall ist, weil alsdann das flüssige Eisen von Schlacke entblösst wird, und der ganze Wind, so wie eine für die Arbeiter unerträgliche Hitze aus dem Vorheerde dringen würde. In diesem Falle wird in *Neujoachimsthal* die Düse etwas zurückgezogen, und ein Strohwisch in die Form gesteckt. Indem nun der Luftstrom ohne Unterbrechung aus der Düse auf den Strohwisch blässt, wird dieser, so wie die Form, beständig abgekühlt, und vor dem Verbrennen gesichert, ohne dass jedoch der Wind in das Gestell eindringen kann. Sobald wieder die Form geöffnet wird, muss der Vorheerd mit Schlacke verstopft, und diese zur Verhüthung der Abkühlung, so wie auch zur besseren Dichtigkeit mit Kohlenlösche bedeckt werden, damit kein Wind dort entweiche, und derselbe genöthigt werde, bloss durch die Gicht seinen Ausgang zu nehmen. Bei dem Abziehen der Schlacke, welche der Hochofengesell mittelst der Brechstange aus dem Innern des Gestelles unter dem Timpel hinweg bis in den Vorheerd zieht, wird die Form nicht verstopft; nachdem aber die Schlacke abgeworfen worden, wird wieder der Vorheerd mit einigen Schaufeln Kohlenlösche bedeckt, und verstopft.

§. 313.

Das Gebläse, mittelst welches die, für beide Hochöfen erforderliche Windmenge zugeleitet wird, ist Fig. 2, Tab. 96 in der Längenansicht und in Verbindung mit den Hochöfen, Tab. 99. dann den Betriebsrädern, auf der Tab. 99 aber im grössern Masstabe für sich sammt den zugehörigen Details dargestellt. Es besteht aus drei, im Lichten 4 Fuss breiten, eben so langen und 5 Fuss hohen hölzernen Kästen, in welchen die Luft mittelts eines ebenfalls hölzernen Kolbens zusammengepresst wird.

Die Seitenwände der Kästen sind aus 5 Zoll starken kiefernen Pfosten zusammengesetzt. Die Pfosten werden so breit genommen, als sie zu erhalten sind, und in den dicht anschliessenden Fugen werden sie entweder zusammengeleimt, oder wenn diess nicht angeht, so wie in den Ecken Fig. 5 mit Federn versehen, um ihre luftdichte Schliessung zu bewirken. Die Pfosten werden so gestellt, dass die Holzfasern vertikal zu liegen kommen, sie werden inwendig sehr glatt gehobelt, und dann abgeschliffen, damit die Reibung des Kolbens nicht viel betrage. Weil aber die Kästen durch Zusammentrocknen leicht Risse bekommen könnten, so sind durch jede der vier Seitenwände 2 Schraubenbolzen gelegt, welche an ihren vorragenden Enden mit Müttern versehen, das Zusammenpressen der Pfosten möglich machen, und sowohl das Oeffnen der Fugen als das Springen verhindern. Die zum Abnehmen eingerichtete Decke wird an die Seitenwände ebenfalls mit Schraubenbolzen befestigt. Die Decke ist so wie die Wände aus 5zölligen auf die gehörige Breite zusammengeleimten kiefernen Pfosten verfertigt, sie ragt auf jeder Seite 3 Zoll vor, und an ihrem Umfang ist eine 4 Zoll breite und hohe Leiste mit 8 kurzen Schraubenbolzen befestigt, welche den obersten Rand, der daselbst 1 Zoll eingeschnittenen Kastenwand umfasst, und einen dichteren Schluss bewirkt. Dort wo die Decke die Wände berührt, ist auf das Holz der ersteren ein Lammfell mit der rauhen Seite auswärts geleimt, wodurch die luftdichte Schliessung besonders bei dem Umstande sehr befördert wird, weil wegen der öfteren Zusammentrocknung des Kastens, die Fugen nicht ganz genau schliessen können. Diese Lammfelle werden überhaupt an allen Orten angewandt, wo die Theile des Gebläses bloss luftdicht aufeinander liegen und zuweilen abgenommen werden müssen, wie z. B. die Ventile u. dgl. Die Decke wird mit 4 langen Schraubenbolzen befestigt, welche oben breite, runde Köpfe haben, und mit dem anderen Ende bis unter die Schwellen herabgehen, auf welchen die Kästen ruhen. Weil nun auf diese Art die Seitenwände zwischen die Decke und die Schwellen eingezwängt werden, so kann mittelst der am unteren Ende der Bolzen befindlichen Müttern nicht nur die Decke an die Wände, sondern der ganze Kasten an die Schwellen dergestalt angezogen und befestigt werden, dass dem durch den Kolben von unten nach oben wirkenden Luftdruck der gehörige Widerstand geleistet, und der Kasten vollkommen fest stehe.

Mitten in der Decke eines jeden Kastens ist ein 12 Zoll breites und 14 Zoll langes Loch eingeschnitten, durch welches die gepresste Luft in die Windleitung dringen kann, zu welchem Zwecke ein kleiner viereckiger Sammelkasten mit dem nöthigen Ventil ober diese Oeffnung mit 8 Schraubenbolzen befestigt wird. Dieser Sammelkasten ist von Gusseisen, im Lichten 16 Zoll lang, breit und hoch; die vier unten und oben rechtwinkelig umgebogenen Seitenwände sind aus einem Stück gegossen, worauf oben die ebenfalls gusseiserne zum Abnehmen eingerichtete Decke mit 8 Bolzen angeschraubt wird. Dort wo die im Lichten 1 Fuss weiten Windleitungsröhren an die Seitenwände anschliessen müssen, sind sie 3 Fuss lang an die Sammelkästen angegossen, so dass in der Mitte zwischen 2 Kästen die Verbindung Statt findet, wie aus Fig. 1, Tab. 99 ersichtlich ist. An dem Orte wo der Windsammelkasten aufstehen soll, wird um die Oeffnung ein 6 Zoll breites, 1¼

Tab. 99.

Zoll dickes Bret ringsum und auf dieses nach innen eine 2 Zoll im Quadrat starke Leiste angeleimt; über letztere Leiste, auf welcher auch das Ventil aufliegt und befestigt ist, wird nun der Sammelkasten wie über einen Falz gesteckt, und auf das Bret mittelst der gedachten Bolzen, deren Köpfe bis unter die Kastendecke reichen, von oben fest angeschraubt. So wie die obere Decke des Sammelkastens, schliessen auch die einzelnen Theile der Windleitung mittelst der rechtwinkelig umgebogenen Ränder aneinander, welche Ränder oder Lappen alsdann mit Bolzen fest aneinander geschraubt, und die entstehende Fuge wegen der vollkommenen Luftdichtigkeit mit einem Eisenkitte verschmiert wird.

In Fig. 1 wo die Gebläsekästen sammt den Windleitungsröhren in der obern Ansicht dargestellt sind, ist bei einem Kasten die Decke des Windsammlers abgehoben und das Ventil ersichtlich. Die Abhebung dieser Decke wird dann vorgenommen, wenn eine Reparatur an dem Ventil nothwendig wird. Ist aber in besonderen Fällen der Kolben oder die an ihm befindliche Liederung schadhaft, und kann dieser Schaden nicht durch das Einsteigen eines Knabens durch die Ventilöffnung gehoben werden, so muss die betreffende Kastendecke und die Windleitungsröhren dort wo sie zwischen 2 Kästen zusammenstossen, abgeschraubt und abgehoben werden, worauf ohne Hinderniss die nöthige Reparatur vorgenommen wird. Die Gebläsekästen ruhen auf einem eigenen Gerüste Fig. 1 und 2, Tab. 99. Auf den kreuzweise übereinander liegenden Schwellen, ist unter jedem Kasten ein 4 Zoll hoher, 8 Zoll breiter Rahmen von Eichenholz aufgelegt, in welchen die Seitenwände in einem Falz aufstehen.

§. 314.

Ein Hauptheil des Gebläses ist der Kolben, welcher Fig. 6 für sich allein in der Seitenansicht und Fig. 8 in der untern Ansicht dargestellt ist. Die eichene 8 Zoll im Quadrat starke Kolbenstange trägt an ihrem oberen Ende ein ebenfalls aus Eichenholz verfertigtes Kreuz s, welches von unten durch 4 schmiedeiserne Streben gestützt wird, oben aber den eigentlichen Kolben trägt. Letzterer besteht aus 2 Lagen an einander befestigter kieferner 3½ Zoll dicker Pfosten, wovon die untere wie aus Fig. 8 zu ersehen, bloss der Länge nach aneinander geleimt, die obere Lage aber wie theils in Fig. 8 durch die angezeigte Punktirung, besser aber in Fig. 5 zu entnehmen, in einen gekreuzten Rahmen zusammengestemmt ist, in welchen von den 4 inneren, 12 bis 13 Zoll im Quadrat grossen Oeffnungen, 2 mit Pfostenstücken ausgefüllt, 2 aber für die Ventile bestimmt sind, für die auch in der unteren Pfostenlage 9 Zoll in Quadrat grosse Löcher ausgeschnitten sind. Am Umfange des Rahmens an der oberen Pfostenlage, befindet sich der 4 Zoll breite und 3 Zoll hohe Raum, in welchen die Liederung liegt, es tritt daher die obere Pfostenlage auf allen Seiten um 4 Zoll gegen die untere zurück.

Die Liederung ist dazu bestimmt, um den dichten Schluss des Kolbens an die Wände der Gebläsekästen zu bewirken; sie besteht aus 2½ Zoll hohen, 2 Zoll breiten Leisten von Ahornholz, die mittelst Federn nach aussen gedrückt, die kleine etwa 1 Linie weite Fuge schliessen, welche nothwendiger Weise zwischen der untern Pfostenlage des Kolbens und der Seitenwand des Kastens bleiben muss. Fig. 5 ist die Anordnung der Liederung im Ganzen, und Fig. 4 die einzelnen Theile derselben zu sehen.

Die Federleisten q sind 2½ Fuss lang, dort wo sie in der Mitte der Kastenwand zusammenstossen, sind sie auf die halbe Holzstärke übergreifend nach Fig. 4 ausgeschnit-

Tab. ten; eben so auch in den Ecken, wo kleine Eckstücke r eingelegt sind, die durch die
99. Zusammenwirkung der Federleisten von zwei Seiten des Kolbens, fest in die Ecken gedrückt werden. Es kommen demnach an jede Seite des Kolbens zwei Leisten, die durch drei Federn t (Fig. 4) gegen die Kastenwand angedrückt, und durch eben so viel Haken u an den Kolben jedoch nur locker angehalten werden. Die Federn t und Haken u sind mit Spitzen versehen, mit denen sie in die untere Pfostenlage des Kolbens eingeschlagen und befestigt sind.

Damit die Federleisten keine grosse Reibung verursachen, sind die ganz glatt gehobelten Seitenwände der Gebläsekästen, mit in Leimwasser durch Kochen aufgelösten Graphit warm überstrichen, und nach der Erhärtung ganz glatt geschliffen. Zur Beförderung eines immer dichten Schlusses müssen die Federleisten zuweilen von den sich anhängenden Staub- und Hüttenruss gereinigt werden, welches gewöhnlich durch einen Knaben geschieht, der durch die obere Ventilöffnung einsteigt. Dieses Reinigen der Federleisten wird besonders alsdann öfter nothwendig, wenn die Kastenwände statt dem beschriebenen Graphitüberzug, bloss durch Einseifen oder Einschmieren mit Unschlitt glatt gemacht werden.

Die in den Kolben befindlichen zwei Ventile (Fig. 3) sind von starkem Eisenblech 11 Zoll breit und 11½ Zoll lang, die in der untern Pfostenlage eingeschnittene Ventilöffnung 9 Zoll lang und breit; es liegen demnach die Bleche auf jeder Seite 1 Zoll auf, wornach auf der Längenseite, an welcher sie durch zwei Stifte befestigt sind, ½ Zoll mehr für diese Befestigung übrig bleibt. Sie bewegen sich locker an den in der untern Pfostenlage eingeschlagenen, am Kopfe etwas umgebogenen 2 Stiften, und fallen, wenn die Lufteinströmung von unten aufhört, durch ihr eigenes Gewicht zu. Die Ventile im oberen Sammelkasten sind auf ähnliche Art gestaltet, nur dass sie bloss ¼ Zoll auf jeder Seite aufliegen, wodurch die Hebung derselben mit mehr Leichtigkeit erfolgen kann.

Das Spiel der Ventile und die Art wie die Gebläse wirken, besteht in folgendem: steht der Kolben oben im Kasten und bewegt er sich herabwärts, so entsteht ober ihm ein luftleerer Raum, die beiden im Kolben befindlichen Ventile werden aufgedrückt, und die durch sie einströmende Luft füllt den Kasten an. Bewegt sich nun der Kolben von unten hinaufwärts, so werden sich die Ventile im Kolben schliessen, die im Kasten gepresste Luft das Ventil des Sammelkastens heben, und in letzteren eindringen; sobald als aber der Druck von unten aufhört, fällt sogleich das Ventil im Sammelkasten herab, schliesst die Oeffnung und das Spiel fängt von neuem an. Da der Kolben wegen dem etwas höher stehenden Ventile nicht bis daran angedrückt werden kann, so wird sowohl hier als in den Höhlungen zwischen den Federn der Liederung ein leerer mit verdichteter Luft angefüllter, für den Effekt der Gebläse schädlicher Raum bleiben müssen, welchen man dadurch zu vermeiden sucht, dass der Kolben an den bezeichneten Orten dergestalt mit aufgeleimten Holzstücken ausgefüttert wird, damit so viel als möglich die schädlichen Räume ausgefüllt werden.

§. 315.

Der senkrechte Hub des Kolbens wird mittelst eines excentrischen Rades und zweier Leitarme sammt den zugehörigen Mittelstücken und Frictionsrädern bewerkstelligt. An den Umfang der excentrischen Räder, welcher bei der Umdrehung der Welle woran sie befestigt sind, wechselweise steigt und sinkt, laufen die 2 Fuss

Tab. 99.

10 Zoll im Durchmesser grossen, am Umfange 3 Zoll breiten gusseisernen Frictionsräder K (Fig. 6 und 7), durch deren Mittelpunkt ein runder schmiedeiserner Bolzen geht, mittelst welchen dasselbe in dem Beschläge L der Kolbenstange eingehängt ist. Letzteres besteht aus zwei Theilen, umfasst das unterste Ende der Kolbenstange, an welche es mit zwei Schraubenbolzen befestigt ist, und verlängert sich nach unten in zwei Arme, deren Länge den Halbmesser des zwischen ihnen befindlichen Frictionsrades etwas übertreffen muss. An dem in Fig. 6 einzeln dargestellten Beschlägtheil L bemerkt man um die Oeffnung für den Bolzen des Friktionsrades einen kleinen Ansatz, mit dem es an diesem Rade anliegt, und die freie Bewegung desselben zwischen den Armen des Kolbenbeschläges bewirkt.

An die, über dieses Beschläg hervorragenden Enden des Bolzens werden die schmiedeisernen Mittelstücke M der Leitarme angesteckt, die ebenfalls an der mittleren Oeffnung ähnliche Ränder haben, welche ihre freie Bewegung zulassen. Sie sind 26 Zoll lang, und haben an den Enden zwei nach Aussen vorragende 1¼ Zoll dicke Stifte, an welche die Leitarme N eingehängt werden. Die letztern werden ebenfalls von Schmiedeisen angefertigt, sind 6 Fuss 7 Zoll lang und reichen bis an die Gerüstsäulen, wo sie in eigenen Zapfenlagern O ruhen. Ihre Gestalt und Art der Verbindung mit der mittlern und Endquerschine ist aus Fig. 7 zu entnehmen, und es wird bloss bemerkt, dass die mittlern Querschinen das Auseinandergehen der beiden Theile des Leitarmes verhindern, und dass rechts in jener, welche zum unteren Leitarm gehört, ein Einschnitt gemacht ist, der das Anstreifen des excentrischen Rades verhindert. Die Zapfenlager O sind ebenfalls Fig. 7 in drei verschiedenen Ansichten deutlich dargestellt, sie werden sammt den Leitarmen zugleich in die Gerüstsäulen in der gehörigen Höhe eingeschoben, und mit zwei durchgehenden Schraubenbolzen befestigt.

Die Stellung der beiderseits gleich langen Leitarme, in Bezug auf die Kolbenstange ist folgende: 1tens. Beim halben Hub müssen sie horizontal seyn, und 2tens. das Mittelstück muss bei ¼ und ¾ des Hubes vertikal stehen. Dass bei dieser Stellung der Hub des Kolbens beinahe, und für die praktische Ausführung hinlänglich senkrecht erfolge, erhellet aus der Darstellung in Fig. 9. Es seyen fb die beiden Leitarme, fc ihre horizontale Lage, und a, b, c, d, e die vier Punkte der von den Enden der Leitarme beschriebenen Kreisperipherie, in denen sie sich bei jedem Viertel der Kolbenhubshöhe befinden, wobei sie beständig durch das Mittelstück b b, in dessen Mitte die Kolbenstange befestigt ist, in gleicher Entfernung gehalten werden. Es ist leicht einzusehen, dass wegen den gleich langen Leitarmen fb die Kreisbögen a e auch gleich seyn müssen, und so viel als z. B. der eine Leitarm von der Mittellinie gh links, so viel wird der andere rechts abweichen müssen, wodurch der Mittelpunkt des Mittelstückes immer in der Mittellinie bleiben wird. Dieses setzt jedoch wie bereits erwähnt voraus, dass die von den Armen beschriebenen Kreisbögen ganz gleich und durch das Mittelstück die Endpunkte stets in gleichen vertikalen Entfernungen gehalten werden. Da aber letzteres bald mehr, bald weniger vertikal steht, so folgt, dass auch die vertikale Entfernung der Endpunkte von den Leitarmen nicht gleich bleiben kann, es muss demnach beim Herabgehen des Kolbens der obere Arm, beim Heraufgehen aber der untere einen grösseren Kreisbogen beschreiben, als es die Hubshöhe des Kolbens erfordert, und zwar um so viel als die Verkürzung des

Tab. 99. Mittelstücks erfordert. Daraus folgt ferner, dass bei nicht gleichen Kreisbögen, auch die Entfernungen der entsprechenden Peripheriepunkte von der Mittellinie **gh** nicht gleich bleiben können, und die Kolbenstange wird daher zu jenem Leitarme aus der Mittellinie gezogen, welcher einen grösseren Bogen beschreibt. Um diese Abweichung sehr klein zu machen, ist es nothwendig, dass die Verkürzung des Mittelstückes so klein als möglich werde. Dieses wird erreicht, wenn $1^{\text{tens.}}$ die Leitarme bedeutend lang sind, mithin bei einer gegebenen Hubshöhe die beschriebenen Kreisbögen kleine Theile der ganzen Peripherie sind, deren Abstände von der Vertikalen ebenfalls klein bleiben, $2^{\text{tens.}}$ wenn sie so gestellt werden, dass das Mittelstück so wenig als möglich von der vertikalen Lage abweiche, welches durch die oben angegebene Stellung erreicht wird.

§. 316.

Die Hebung der Kolbenstangen geschieht durch die excentrischen Räder Fig. 10. Der Umfang derselben muss eine solche Lage gegen den Mittelpunkt der Welle haben, damit bei deren Umdrehung die Kolbenstange nicht nur um die bestimmte Hubshöhe des Kolbens = 4 Fuss 4 Zoll, sondern auch dergestalt gehoben werde, damit so viel als möglich ein immer gleichförmiger Luftstrom durch die Düse gehe. Zu diesem Zweck hat man drei Gebläsekästen und mithin auch drei excentrische Räder angebracht, von denen die gleichnamigen Punkte des Umfangs wie Fig. 10 zeigt, um 120 Grad auseinandergestellt sind. Jedes einzelne Rad hievon ist so gebildet, dass wenn die ganze Hubshöhe von 4 Fuss 4 Zoll in 64 Theile getheilt wird, jedes 24tel des Radumfangs, oder dieser von 15 zu 15 Grad nach nachstehender Tabelle steigen und fallen müsse. Man hat alle Räder in ihren zugehörigen Stellungen in nachfolgender Tabelle zusammengestellt, um ihre Totalwirkung übersehen zu können.

Die Welle dreht sich um Grad	Der Kolben steigt um 64tel der Hubshöhe beim			Der Kolben fällt um 64tel der Hubshöhe beim			Gesammtbetrag des		Die Welle dreht sich um Grad	Der Kolben steigt um 64tel der Hubshöhe beim			Der Kolben fällt um 64tel der Hubshöhe beim			Gesammtbetrag des	
	1^{ten}	2^{ten}	3^{ten}	1^{ten}	2^{ten}	3^{ten}	Steigens	Fallens		1^{ten}	2^{ten}	3^{ten}	1^{ten}	2^{ten}	3^{ten}	Steigens	Fallens
	Rad			Rad			bei allen 3 Rädern			Rad			Rad			bei allen 3 Rädern	
15	1	—	7	—	8	—	8	8	195	—	8	—	1	—	7	8	8
30	3	—	5	—	8	—	8	8	210	—	8	—	3	—	5	8	8
45	5	—	3	—	8	—	8	8	225	—	8	—	5	—	3	8	8
60	7	—	1	—	8	—	8	8	240	—	8	—	7	—	1	8	8
75	8	—	—	—	7	1	8	8	255	—	7	1	8	—	—	8	8
90	8	—	—	—	5	3	8	8	270	—	5	3	8	—	—	8	8
105	8	—	—	—	3	5	8	8	285	—	3	5	8	—	—	8	8
120	8	—	—	—	1	7	8	8	300	—	1	7	8	—	—	8	8
135	7	1	—	—	—	8	8	8	315	—	—	8	7	1	—	8	8
150	5	3	—	—	—	8	8	8	330	—	—	8	5	3	—	8	8
165	3	5	—	—	—	8	8	8	345	—	—	8	3	5	—	8	8
180	1	7	—	—	—	8	8	8	360	—	—	8	1	7	—	8	8
									Summa	64	64	64	64	64	64	192	192

Man sieht, dass jeder Kasten in der Mitte des Hubes allein bläst, zu Ende und zu Anfang desselben aber zwei zugleich wirken, wovon der eine bereits verdichtete Luft ausströmen lässt, der andere aber erst diese zu verdichten anfängt, mithin sich die Wirkung beider ausgleicht, und ein gleichförmiger Luftstrom bewirkt wird.

Tab. 99.

Um ein solches excentrisches Rad richtig zu verzeichnen und anzufertigen, verfährt man auf folgende Art: Aus dem Mittelpunkte der Welle werden drei konzentrische Kreise 1, 2, 3, 4....; 1′, 2′, 3′, 4′.... und 1″, 2″, 3″.... (Fig. 10) gezogen, der erste geht durch den Mittelpunkt des Frictionsrades bei dem niedrigsten Stande, der zweite tangirt den höchsten Punkt des zu verzeichnenden Radumfanges, und der Halbmesser des dritten Kreises ist um den Halbmesser des Frictionsrades grösser als jener des zweiten, die Entfernung des ersten Kreises vom dritten ist daher genau der ganzen Hubshöhe gleich. Sodann wird die Peripherie der Kreise in 24 gleiche Theile eingetheilt und die Radien 1″1, 2″2, 3″3 .... gezogen, die Hubshöhe in 64 gleiche Theile getheilt, und von der Peripherie des dritten Kreises auf die Radien nach der Ordnung die Theile aus vorstehender Tabelle aufgetragen. Dadurch werden die Punkte v, v.... bestimmt, aus welchen mit dem Halbmesser des Frictionsrades Kreisbögen zu ziehen sind, welche der Umfang des excentrischen Rades berühren muss, der übrigens von freier Hand möglichst regelmässig gezogen wird. Weil nun beim Heben der Kolbenstange bloss der Radumfang vom excentrischen Rad berührt wird, so muss, damit der Kolben um die in der Tabelle angegebenen Theile steige, die Zeichnung auf die beschriebene Art vorgenommen werden.

Die Konstrukzion der excentrischen Räder ist aus der Zeichnung Fig. 10 zu ersehen. Sie sind ganz von Eisen und aus einem Stück 4 Zoll breit gegossen. Der Wellkranz ist 3 Zoll hoch, und damit die zur Unterstützung des Umfanges nothwendigen 2 Zoll dicken Arme möglichst gleich lang werden, vereinigen sie sich beinahe im Mittelpunkte des Rades in einen 3 Zoll hohen runden Kranz. Am Umfang haben sie eine ½ Zoll tiefe mit ½ Zoll breiten Rändern versehene Rinne, in welcher die Frictionsräder laufen, und von dem Herabfallen gesichert werden. Sie werden unter 120 Grad gegen einander auf die Welle mit 3 Zoll starken Keilen gehörig befestigt, wobei man im erforderlichen Falle mit stärkeren oder schwächeren Keilen so lange nachhilft, bis bei Umdrehung der Welle die gegebene Hubshöhe genau erfolgt. Das Beschläg der Kolbenstange mit dem Frictionsrade wird erst nach geschehener Aufkeilung der excentrischen Räder angelegt, und alsdann mittelst desselben die Länge der Kolbenstange so eingerichtet, dass beim höchsten Stand des Rades der Kolben bis an die Decke des Gebläses gelange.

Von den Gebläsekästen wird durch die Sammelkästen die gepresste Luft mittelst der Windleitung P bis in die Blasegewölbe geleitet. Sie besteht aus gusseisernen im Lichten 1 Fuss weiten, 5 Fuss 6 Zoll langen Röhren, die zum Theil nach Erforderniss gekrümmt sind, an ihren Enden wie die Sammelkästen verbunden, und in den Fugen mit Eisenkitt luftdicht verschmiert werden. Bevor die Windleitung in das Blasegewölbe des unmittelbar bei den Gebläsen stehenden Hochofens eintritt, theilt sie sich in zwei Arme, wovon der eine in das Blasegewölbe des ersten Hochofens, der zweite aber durch den unterirdischen Kanal C bis in jenes des zweiten Hochofens geleitet wird. Dieser Kanal dient zugleich zur Ableitung der unterirdischen Wässer, und die Röhren ruhen sowohl in ihm als in den Blasegewölben auf gusseisernen Stützen, von denen eine Fig. 18, Tab. 97 in grösseren

Tab. 96. und 97.

Masstab in der Seiten- und Vorderansicht abgebildet ist. Jede Stütze hat dort wo die Röhren aufliegen, ein eigenes 6 Zoll langes Lager, welches man durch Umlegung von hölzernen Keilen so anpassen kann, dass die Röhren vollständig aufliegen.

§. 317.

Tab. 97. Den letzten Theil der Windleitung an beiden Enden bildet der Windregulator Q, an dem zugleich der Windmesser R angebracht ist. Fig. 17, Tab. 97 sind beide im grösseren Masstab in der Vorderansicht sammt den einzelnen Theilen abgebildet. Der Haupttheil des Windregulators ist ein Ventil w, welches mittelst einer oben mit Gewinden versehenen eisernen ¾ Zoll dicken Stange, und Umdrehung der dazu gehörigen Schraubenmutter gehoben und geschlossen werden kann. Die Decke x des Regulators, die zuweilen wegen dem Ventil abgehoben werden muss, ist auf eine eigenthümliche Art befestigt. Es werden drei 2½ Zoll breite Arme daran gegossen, welche an ihren vorragenden Enden ein Zoll weite Löcher für die Schraubenbolzen z haben. Diese letztern sind von Schmiedeisen und unten mit einem Ring versehen, mit dem sie an die am Regulator angegossenen Warzen gesteckt, und durch die Arme der Decke durchgezogen, dann aber mit den Müttern so stark als nöthig angezogen werden. Zu oberst der Decke befindet sich noch eine Oeffnung, die auf dieselbe Art mit der Platte y geschlossen wird, in deren Mitte sich ein genau nach dem Ventilstab abgedrehtes Loch befindet, durch welches dieser gesteckt und darüber mit seiner Schraubenmutter befestigt wird. Alle Fugen werden mit Ausnahme der Oeffnung, wo der Ventilstab durchgeht mit Eisenkitt verschmiert, und im Falle diese Oeffnung nicht luftdicht schliessen sollte, so wird bloss eine neue Platte y auf den zugehörigen Stab abgedreht, und bei dem Gebrauche mit Oehl eingeschmiert.

Man sieht übrigens leicht ein, wie durch Hebung und Senkung der Ventile die Luftmengen in beiden Hochöfen regulirt und nach Erforderniss ganz abgesperrt werden können. Es wird jedoch bemerkt, dass die bedeutende Länge der Windleitung, wegen der Grösse des mit gepresster Luft angefüllten Raumes viel dazu beiträgt, einen gleichförmigen Luftstrom zu geben, weil die augenblicklichen durch verschiedene Zufälle veranlassten Ungleichheiten in der Wirkung der Gebläse, durch die erfolgende Ausdehnung der in der Windleitung komprimirten Luft ziemlich unmerklich werden.

Der Windmesser R besteht aus einer oben offenen gläsernen 2 Zoll dicken Röhre, die am untern Ende durch ein messingenes luftdicht gearbeitetes Beschläg mit einem ebenfalls gläsernen Wasserbehälter verbunden ist, und bis am Boden des letzteren herabreicht. Der obere Theil des Wasserbehälters ist durch ein dünnes metallenes Röhrchen a′ mit dem Regulator verbunden; die komprimirte Luft strömt nun in den Windmesser hinein, und verursacht durch ihre stärkere Elastizität, dass das Wasser in der Glasröhre um so viel in die Höhe steigt, als der Druck der komprimirten Luft stärker als jener der äusseren Athmosphäre ist. Den Unterschied der Wasseroberflächen in der Glasröhre, und dem unteren Behälter misst man an einem seitwärts angebrachten Masstab, auf welchen auch ein bestimmtes Mass durch einen Schieber von Messingblech bemerkt werden kann. Der ganze Windmesser ist in einem hölzernen Kästchen eingeschlossen, an die Wand des Blasegewölbes so gestellt, damit das Licht aus der Form den Masstab und die Glasröhren beleuchte. Es wird noch bemerkt, dass von dem Durchmesser der Komunikazionsröhren des

Windmessers mit dem Regulator die Genauigkeit des Windmessers abhängt. Ist nämlich dieses Röhrchen im Verhältniss zu der Weite der Glasröhre sehr dünn, so zeigt der Windmesser die kleinen Ungleichheiten des Gebläses nicht an, und die Wassersäule bleibt auf dem mittleren Luftdruck fast unverrückt stehen; ist es aber zu weit, so wird die Wassersäule bei jeder und auch der geringsten Ungleichheit in der Pressung des Windes ununterbrochen steigen und fallen, so dass der mittlere Luftdruck oft gar nicht beobachtet werden kann.

§. 318.

Die Welle, an welcher die excentrischen Räder befestigt sind, wird durch zwei oberschlächtige Räder umgetrieben, die mittelst zweier Stirnräder in ein drittes eingreifen, welches an der Welle der excentrischen Räder befestigt ist. Die zum Betriebe der Gebläse nöthige Wassermenge wird in 3 eigends angelegten Teichen, wie bereits S. 432 bemerkt wurde, gesammelt. Alles Regen- und Schneewasser wird nämlich mittelst in den Berglehnen angelegter *Rigols* in die Teiche geleitet, welche so geräumig und tief sind, dass mit der in ihnen enthaltenen Wassermenge die Werke in jedem, nicht zu trockenen Jahr in Gang erhalten werden können. Vom dritten oder niedrigsten Teiche fängt eine aus gusseisernen 18 Zoll in lichten Durchmesser haltenden Röhren bestehende, 400 Klafter lange Wasserleitung an, welche hinlänglich tief unter der Erde um vor Frost gesichert zu seyn, bei der rechts von der Kohlenschupfe gelegenen Auffahrt (Fig. 2, Tab. 95) aus der Berglehne heraus kommt, an die- Tab.
ser hinter einer in der Absicht aufgeführten Mauer bis in die Kohlenschupfe, und von 95.
da über eine gemauerte Brücke Fig. 5, Tab. 97, bis in den Wasserkasten ober den und 97.
Wasserädern geführt wird. Weil man wegen des geringen Zuflusses das Wasser so viel als nur immer möglich sparen musste, so wurde durch ein grosses Gefäll die nothwendige Betriebskraft errungen. Vom Wasserspiegel des oberen Wasserkastens bis zur Sohle oder dem Pflaster unter dem unteren Rade sind im Ganzen 11 Klafter 3 Fuss, welches das gesammte Gefäll ist. Hievon kommen

Auf den Wasserstand im oberen Wasserkasten	2 Fuss	6	Zoll
Boden des Wasserkastens und oberes Freihängen des Rades .		8	„
Aeusserer Durchmesser des ersten Rades	30 Fuss	10⅔	„
Freihängen des Rades unten		2	„
Wasserstand im untern Wasserkasten	2 Fuss	6	„
Boden des Wasserkastens und oberes Freihängen des Rades .		8	„
Aeusserer Durchmesser des zweiten Rades	30 Fuss	10⅔	„
Freihängen des Rades unten bis ans Pflaster		8⅔	„
Zusammen obige 11 Klaft.	3 Fuss	0	Zoll

Das untere Wasserrad ist ganz unterirdisch, und der Wasserabfluss geschieht durch einen Kanal, welcher in dem tieferen Theile des Thales 200 Klafter vom Hüttengebäude an Tag kommt, und ferner das Wasser in andere tiefer befindliche Teiche leitet, an welchen 2 Dreh- und Bohrwerke, mehrere Zeug- und Zainhämmer und andere zur Eisenfabrikazion dienliche Werke angelegt, zum Theil auch noch in der Anlage befindlich sind.

Der Einfluss des Wassers in die Wasserleitung wird im Teiche durch einen Ständer regulirt, der wie ein Spunt von oben in ein Loch der Röhre einfällt, und nach Erforderniss den Zufluss ganz absperrt. Beim Ausfluss des Wassers aus den Röhren ist eine andere Schütze an-

Tab. 96. und 97. gelegt, durch welche in der Hütte der Wasserausfluss regulirt, oder ganz gesperrt werden kann. Aus Fig. 16, Tab. 96 kann die Konstrukzion der letzterwähnten Schütze entnommen werden, und es ist die Einrichtung so getroffen, damit das die Stelle des Schutzbretes vertretende Stück Gusseisen, auf die den Wasserbedarf entsprechende Höhe genau gestellt werden kann. Von dieser Schütze fällt das Wasser auf eine ganz kurze und schmale Rinne von Holz, und von da in den Wasserbehälter für das obere Wasserrad, welcher im Lichten 20 Fuss lang, 7 Fuss 6 Zoll breit und 2 Fuss 7 Zoll hoch, aus 3 Zoll starken Pfosten angefertigt ist. Die Seitenwände sind der bessern Dichtigkeit wegen mit Schraubenbolzen zusammengezogen, und der Boden, so wie der ganze Kasten mit hölzernen Zwingen eingeschlossen, die jedes Nachgeben verhindern.

Am Boden des Wasserkastens, senkrecht über dem Mittelpunkte der Wasserradswelle beginnt die 2 Fuss breite und 2 Fuss lange Oeffnung, durch welche das Wasser in die Schaufeln geleitet wird. Ein über diese Oeffnung aus Bretern hergestellter wasserdichter Ueberbau (Fig 5, Tab. 97), gestattet ober dem Mittelpunct des Rades eine kleine hölzerne Schütze anzubringen, welche nur immer so viel aufgezogen wird, dass der Wasserkasten bis an den obersten Rand angefüllt bleibe, und das Wasser an den gehörigen Punkt so wie mit der vortheilhaftesten Geschwindigkeit einfalle.

Das vom oberen Rad abfallende Wasser wird in einem zweiten eben so gebildeten Wasserbehälter aufgefangen, und auf dieselbe Art dem unteren Rad zugeführt, von welchem es endlich auf ein in der unterirdischen Radkammer hergestelltes Pflaster auffällt und durch den bereits erwähnten Kanal abfliesst.

Die in den Wasserkästen angebrachten Schützen sind durch eine einfache aus Fig. 5, Tab. 97 ersichtliche Vorrichtung mit einander verbunden, und die vertikale Stange b′ ist mit einem in das Innere des Hüttengebäudes reichenden Hebel in Verbindung gesetzt, durch dessen Bewegung der Hochofengesell zugleich beide Schützen gleichförmig heben, senken oder ganz herabfallen lassen kann, je nachdem es nothwendig wird. Da aber bei Schliessung dieser Schützen das fortwährend zufliessende Wasser, bald über die Wasserkästen hinauslaufen würde, so sind die 12 Zoll weiten aus kiefernen 1½zölligen Bretern angefertigten Abfallröhren c′ angebracht worden, welche mit ihrem oberen Ende etwa ½ Zoll niedriger als der Rand des Wasserkastens stehen, dasjenige Wasser, welches sonst überfliessen würde aufnehmen, und vom oberen zum unteren Wasserkasten, von da aber in den untersten Kanal ableiten. Sie sind wegen der besseren Dichtigkeit und Schliessung von Klafter zu Klafter mit eisernen Reifen beschlagen, dann an die Wasserkästen und die Mauer, von der sie 1 Zoll abstehen, mit Bankeisen gehörig befestigt.

§. 319.

Die Wasserräder, durch welche die bewegende Kraft hervorgebracht wird, sind oberschlächtig, ihr äusserster Durchmesser beträgt 30 Fuss 10⅔ Zoll, ihre lichte Breite ist 2 Fuss, sammt den beiderseitigen Kränzen aber 2 Fuss 6 Zoll. Fig. 1 und 2 Tab. 100 ist eines dieser Tab. 100. Räder im Durchschnitt und der Seitenansicht im grösseren Masstab dargestellt, wobei bemerkt wird, dass der Durchschnitt in Fig. 1 eigentlich die zweite zu Fig. 2 gehörige Radhälfte in der Vorderansicht darstellt, die durch die vordern gedeckten hinteren Theile sind aber durch Punktirung angedeutet worden Der Radkranz ist aus zwei, zusammen 3 Zoll dicken Bretlagen auf die gewöhnliche Art zusammengesetzt, die äusseren Breter sind jedoch nach innen nicht ausgerundet, sondern gerad gelassen, um den Schämmel d′ in welchen die Arme befestigt sind, in diese vorragenden Bretstücke einzapfen zu können. Die innere Bretlage ist auf 8 Zoll Breite rund nach der äusseren Peripherie ausgeschnitten, und daran der 1 Zoll starke Boden e′ des Rades mit eisernen Nägeln befestigt. Die Schaufelung ist auf die gewöhnliche Art hergestellt. Die Riegelschaufeln f′ stehen senkrecht auf der Peripherie des Rades, reichen bis zu ⅓ der Tiefe der Zellen und sind mithin $^8/_3 = 2^2/_3$ Zoll hoch. Sie sind aus ¾ Zoll dicken tannenen Bretern angefertigt, und haben Zapfen, mit welchen sie in beiden Bretlagen des Radkranzes stecken. Die ½ Zoll dicken Setzschaufeln g′ bilden einen Winkel von 30 Grad mit der Radperipherie, sie sind zwischen die Radkränze in ½ Zoll tiefen Falzen eingeschoben, und an diese Kränze so wie die Riegelschaufeln, jede mit 4 eisernen Nägeln befestigt. Die Entfernung der Schaufeln oder einzelnen Zellen von Mitte zu Mitte ist im Theilriss, dessen Durchmesser wegen den 8 Zoll im Lichten tiefen Zellen 30 Fuss beträgt, = 7¼ Zoll, und die Zahl der Schaufeln am ganzen Rade ist = 156.

Tab. 100.

Die gehörige Unterstützung des Radkranzes mittelst der Arme, wurde bei diesen so bedeutend grossen Rädern auf eine sehr dauerhafte Art bewerkstelligt. An die 2 Fuss 2 Zoll im Durchmesser starke Welle sind in einer lichten Entfernung von 1 Fuss 4 Zoll zwei gusseiserne Wellkränze aufgekeilt, in welchen die 6 Zoll starken Radarme h′ von Tannenholz abwechselnd stehen, oben am Kranz aber in den Schämmel d′ eingezapft sind. Der Schämmel d′ ist von Eichenholz, 6 Zoll breit, 7½ Zoll hoch, und sammt Zapfen 3 Fuss 1 Zoll lang. Er wird wie bereits erwähnt wurde, in den vorstehenden Rand der äusseren Bretlage eingezapft, und die Zapfen, wie die Figuren zeigen, von aussen verriegelt. An der gegen den Mittelpunkt des Rades gekehrten Seite erhält er 3 Zapfenlöcher, in der Mitte eines für den Arm selbst, und zur Seite zwei für die 3 Zoll im Quadrat starken, 2 Fuss 4 Zoll langen Streben k′, die an den Seiten der Radarme in Versatzungen stehen, und den festen Stand des Armes im Schämmel ungemein befördern. Ein Theil des Wellkranzes ist Fig. 5 in der Vorderansicht, Fig. 4 oben im Durchschnitt, unten in der obern Ansicht, im doppelten Masstab abgebildet. Der an der Verkeilung anliegende Kranz ist 9½ Zoll breit, 2¾ Zoll dick; auf ihm stehen sechs 1 Fuss 4½ Zoll hohe Hülsen für die Radarme, die nach oben an ihren gegen das Innere des Rades gekehrten Rande, durch einen 1½ Zoll im Quadrat starken Reif l′ verbunden sind. Unter jeder Hülse stehen die 2½ Zoll hohen dreieckigen Zähne m′, zwischen welche die Befestigungskeile getrieben werden.

Die Hülsen sind an ihrem unteren Ende durch einen Ansatz von aussen verstärkt, inwendig aber in ihrer ganzen Länge 6½ Zoll tief und 6 Zoll breit, sie werden von den ¾ Zoll dicken Seitenwänden nur von 3 Seiten umgeben, die vierte auswärts gekehrte Seite bleibt für die Einlegung des Armes offen. Ist diese erfolgt, so werden 2 Stück Schraubenbolzen durch den Arm und die Hülse durchgezogen, auf das Holz breite Unterlagsringe gegeben und die Mutter angezogen. Besser jedoch als die Unterlagsringe, sind die gegenwärtig in Anwendung gebrachten gusseisernen ½ Zoll dicken Platten Fig. 3., welche statt den Unterlagsringen auf das Holz des Armes gelegt und von den Müttern angezogen werden. Diese Platten sind Fig. 3 in 3 Ansichten dargestellt, sie umfassen die Hülse über dem Reif mit einem 1 Zoll vorstehenden 3 Zoll langen Vorsprung, passen unten genau in den Verstärkungsansatz und ergänzen auf diese Art die vierte offene Seite derselben. Bei der Aufkeilung der beiden zu einem Wasserrad gehörigen Wellkränze beobachtet man, dass ihre lichte Entfernung 1 Fuss 4 Zoll betrage, Tab. 100. und jedesmal die Hülse des einen in die Mitte zwischen zwei des gegenüberstehenden zu liegen komme.

Die Arme werden endlich noch, beinahe in der Mitte ihrer Länge durch den 6 Zoll im Quadrat starken Riegel n′ untereinander verbunden. Diese Riegel sind ungefähr $^1/_2$ Zoll eingelassen, reichen immer über 3 Arme, und sind an ihren Endpunkten mittelst durchgehender Schraubenbolzen daran befestigt.

Man sieht leicht ein, dass durch das breite Auseinanderstellen der Arme an der Welle, das Rad weit besser jedem Seitendruck widerstehen, und einen festern Stand erhalten muss; auch ist wegen Anwendung der Wellkränze die Welle durch keine Einlochung geschwächt worden, welches alles die für den Betrieb der Werke so nachtheiligen bei so grossen Rädern nur zu häufigen Reparaturen bedeutend vermindert. Bei der Aufstellung werden zuerst die Wellkränze aufgebracht, und vorläufig festgekeilt, alsdann werden die Radarme angesteckt und festgeschraubt; der Radkranz, in dem schon die Schämmel befestigt sind, wird theilweise an die Arme befestigt, und dabei immer die Wellkränze so viel gedreht, als nöthig ist, damit die Arme in die Zapfenlöcher der Schämmel passen. Ist auch der Radkranz ganz zusammengesetzt, so wird das Rad zentrirt, und dabei die Wellkränze erst gehörig festgekeilt. Zuletzt werden die Riegel n′ eingelegt und angeschraubt.

§. 320.

An dem ausserhalb der Wasserradstube befindlichen Ende der Wasserradwelle ist
Tab. 96. ein gusseisernes 17 Fuss 3 Zoll im Durchmesser grosses **Stirnrad** befestigt. Wie weiter oben schon gesagt wurde, und Fig. 1, Tab. 96 in einer Totalübersicht, nach Weglassung der Scheidemauer und aller anderen Theile dargestellt ist, greifen die zwei an den Wasseradwellen befestigten Stirnräder gemeinschaftlich in ein drittes ein, welches die Welle mit den excentrischen Rädern umtreibt. Sie sind alle 3 wegen der immer sehr wünschenswerthen Gleichförmigkeit und dann um die Grösse der einzelnen Räder so klein als möglich zu erhalten, von einerlei Grösse und Konstrukzion, bis auf den einzigen Unterschied, dass die gezähnte Radperipherie bei den äusseren Rädern $4^1/_2$ Zoll, bei dem mitt-
Tab. 100. lern aber 6 Zoll breit sind. Tab. 100, Fig. 6 und 7 sind diese Stirnräder in der Vorder- und Seitenansicht, Fig. 8 bis 15 aber die zu einem äusseren Rad gehörigen Theile im grösseren Masstab dargestellt, auf welche Figuren sich die nachstehende Beschreibung bezieht.

Ein solches Rad besteht $1^{\text{tens.}}$ aus dem in einen Stück gegossenen **Wellkranz**, $2^{\text{tens.}}$ aus den hölzernen **Radarmen**, und $3^{\text{tens.}}$ aus der aus 24 Theilen bestehenden **Radperipherie**. Ein Theil des **Wellkranzes** ist Fig. 8 in der Seitenansicht, Fig. 9 im Durchschnitt und der obern Ansicht abgebildet. Der an der Verkeilung anliegende Kranz ist $7^1/_2$ Zoll breit, $2^1/_2$ Zoll dick, an ihm stehen auswärts zwölf 1 Fuss 5 Zoll lange Hülsen für die Radarme, deren oberster Rand in seiner ganzen Breite mit einem 1 Zoll starken und 7 Zoll breiten Reif verbunden ist. Die Hülsen sind inwendig im Lichten 5 Zoll breit, und 6 Zoll tief, sie sind so wie beim Wasserrad nur an 3 Seiten von den $^3/_4$ Zoll starken Seitenwänden eingeschlossen, die vierte Seite wird, nachdem der Arm eingelegt worden, mit einer $^1/_2$ Zoll starken Platte o′, Fig. 9 und 10 geschlossen, welche die Hülse in der Mitte mit zwei 1 Zoll vorragenden 7 Zoll langen Vorsprüngen umfasst, und mit 2 durchgehenden Schraubenbolzen angezogen wird. Nach innen finden sich auch hier 6 Stück $2^1/_2$ Zoll vorspringende, auf einer Seite über den Wellkranz 1 Zoll vorragende 3eckige Zähne, zwischen denen die Verkeilung eingetrieben wird, und die das Drehen des Kranzes um die Welle verhindern.

Tab. 100.

Die **hölzernen Arme** sind von Tannenholz, gegen den Radmittelpunkt 5 Zoll dick, 6 Zoll breit, gegen den Radumfang nur 4 Zoll dick, 4 Zoll breit. Ihre oberen Enden stecken ebenfalls in **gusseisernen Hülsen**, welche mit eisernen Stäben untereinander verbunden, nicht nur die Radarme gehörig verbinden und befestigen, sondern auch zur Auflage der gezähnten Radperipherie dienen. Fig. 11 ist ein Theil, aus welchen die Hülsen zusammengesetzt werden, in der Seitenansicht, Fig. 14 in der obern Ansicht, und darneben rechts der Durchschnitt der Hülse in der Seitenansicht abgebildet. Die Zusammensetzung geschieht mitten auf den Arm, d. h. in der Hülse selbst, und es sind daher für 12 Arme, 12 solche Theile wie Fig. 11 erforderlich. Wenn sie gehörig zusammengesezt sind, so werden die Arme von 3 Seiten in den 1 Zoll dicken Seitenwänden eingeschlossen, die vierte Seite bleibt offen und die 2 Schraubenbolzen, welche sie befestigen und nach der Zeichnung Fig. 7 und 11 eingezogen wurden, bekommen auf der Holzseite breite Unterlagsringe. Die Verbindung der Hülsen von einem Arm zum andern wird durch zwei Lagen 1 Zoll dicker, und so wie die ganze Radperipherie $4\frac{1}{2}$ Zoll breiter Eisenstäbe erzielt, welche in der Mitte eine 11 Zoll lange, $4\frac{1}{2}$ Zoll breite und 1 Zoll dicke Platte p′ tragen. Eine eben so grosse Platte q′ setzen die verlängerten Decken der Hülsen zusammen; die den Decken gegenüberstehende Seite derselben ist wegen des Eindringens der Arme offen, der unterste Rand ist jedoch 4 Linien nach innen vorspringend, welcher Vorsprung sich in das Holz eindrückt, und eine festere Verbindung der Eisen und Holztheile erzielt. Auch befindet sich seitwärts in den Hülsen ein Loch r′ Fig. 14 für einen Schraubenbolzen, welcher immer 2 und 2 Theile unmittelbar verbindet; die zugehörigen Schraubenmüttern liegen in den Oeffnungen r′ Fig. 11; die Bolzen werden aber gewöhnlich nicht eingezogen, weil diese Verbindung theils durch die Arme selbst und die in ihnen an der anderen Seite befindlichen 2 Schrauben, theils durch die Peripherietheile hinlänglich fest erzielt wird.

Die **gezähnte Radperipherie** ist gleichfalls aus 12 Theilen zusammengesetzt, wovon einer Fig. 12 in der Seitenansicht und Durchschnitt, Fig. 13 in der unteren Ansicht abgebildet ist. Die Zähne sind $1\frac{3}{4}$ Zoll hoch, $4\frac{1}{2}$ Zoll breit, $1\frac{1}{2}$ Zoll dick; die Zwischenräume sind ebenfalls $1\frac{1}{2}$ Zoll und die Dicke des Eisens unter den Zähnen $1\frac{3}{4}$ Zoll. Die Befestigung der Zähne an die Platten p′ und q′ geschieht mittelst vier $2\frac{3}{4}$ Zoll langen, $\frac{3}{4}$ Zoll vorstehenden Zapfen und 4 Schrauben. Die Platten q′ haben 2 Zapfen, die in 2 in der Mitte der Peripheriestücke befindliche Zapfenlöcher, und die Platten p′ zwei Zapfenlöcher, in welche zwei an den Enden der gezähnten Peripheriestücke befindliche Zapfen passen; seitwärts der Zapfen und Zapfenlöcher sind immer in den Zwischenraum zwischen 2 Zähnen die Löcher für die Schraubenbolzen Fig. 15, deren konische Köpfe in die Radperipherie hineinpassen, die Mütter aber unter den Platten p′, q′, angeschraubt werden. Die Fuge der Peripherietheile, welche immer in den Zwischenraum zwischen 2 Zähne fällt, liegt daher mitten auf der Platte p′, hingegen die Fuge der Hülsentheile in der Platte q′ mitten unter dem Peripherietheil, wodurch das Ganze recht fest untereinander verbunden ist.

§. 321.

Bei der Zusammensetzung dieser Räder verfährt man auf ähnliche Weise wie bei dem Wasserrad. Die Zusammensetzung der Stirnräder muss mit der grösten Genauigkeit geschehen, wenn sie lange dauern sollen. Vorzüglich ist gleich bei der ersten Aufstellung der Wellkränze und dann später bei den Radkränzen zu beobachten, dass sie vollkommen senkrecht hängen (vorausgesetzt dass die Welle schon genau horizontal gerichtet ist). Man untersucht diess mit einem Senkblei, und wenn die Räder in Gang sind, so gibt man Acht, ob bei dem Eingriff immer beide Peripherien voll auf einander treffen. Bei der Zusammensetzung dieser Räder wird zuerst der Radkranz, dann die Arme, hierauf die Hülsen und zuletzt die Peripherietheile aufgebracht. Ueberall wo Eisen auf Eisen zu liegen kommt, wird die Fuge durch hineingetriebene hölzerne Keile ausgefüllt und gut gespannt, welches Ausfüttern mit Holz zum festen und dauerhaften Gang des Rades unumgänglich nothwendig ist. Vorzüglich viel Fleiss muss auf die genaue Schliessung der Fugen in der Radperipherie und auf das Zentriren des ganzen Rades verwendet werden, weil sonst, wenn nicht alle Zähne gehörig genau in einander eingreifen, die einzelnen Segmente zusammenbrechen würden. Da aber ungeachtet aller Vorsicht zuweilen das Zusammenbrechen eines Segmentes Statt findet, so muss der Hochofengesell, wenn er es bemerkt, sogleich durch die oben beschriebene Hebelvorrichtung die Schützen in den Wasserbehältern sperren und die Räder einstellen, weil sonst alle 3 Räder beschädigt werden könnten. Durch die in Vorrath gegossenen Peripherie- und Hülsentheile muss nun der gesprungene oder ganz zerbrochene Theil sogleich ergänzt, und während der Reparatur die Hochöfen durch Versperrung aller Oeffnungen auf einige Stunden gedämpft werden.

In Bezug auf diese Reparaturen und um sie gänzlich zu beseitigen, ist es sehr vortheilhaft, zur Zeit wenn die Hochöfen neu zugestellt, und die Gebläse nicht in Gang sind, die Stirnräder auseinander zu nehmen und neu zusammen zu setzen, wobei die gezähnte Radperipherie im ganzen Umfange aller 3 Räder neu gegeben wird. Denn weil durch die Dauer einer *Campagne* die Gebläse beiläufig 12 Monate in einem ununterbrochenen Gange sind, so werden nicht nur die Verkeilungen und Schrauben hin und wieder locker, sondern die eisernen Zähne laufen ziemlich ab. Wenn nun dieses unterlassen wird, und es kommt in der folgenden *Campagne* eine Reparatur vor, so sind 1$^{\text{tens}}$ alle Schrauben dergestalt verrostet, dass man sie nur mit grösster Mühe aufmachen kann, 2$^{\text{tens}}$ sind manche Segmente die mehrere Jahre alt sind, dergestalt in den Zähnen abgenützt, dass diese $^1/_2$ Zoll schwächer als die neu eingesetzten sind; es muss daher, abgesehen davon, dass die Reparatur selbst längere Zeit dauert, wegen der ungleichen Dicke der Zähne in einigen Wochen bei der kleinsten Veranlassung ein neuer Bruch erfolgen.

Man hat übrigens auch eine Vorrichtung, dass wenn an den Wasserrädern, oder bloss an einem der äussern Stirnräder eine Reparatur vorfällt, man diese vornehmen kann, ohne dass der Gang der Gebläse eingestellt werde. Man kann nämlich die äussern Stirnräder aus dem Eingriff des mittlern herausschieben, und indem man nur ein Wasserrad durch Vermehrung des Wasserzuflusses umtreiben lässt, so wird das mittlere Stirnrad auch durch den Eingriff eines einzigen äussern Stirnrades in Umtrieb erhalten. Die hiezu nöthigen Maschinerien sind Tab. 96, Fig. 6 bis 10, dann 13 bis 15 dargestellt. Fig. 13 und 15 sind

Tab. 96. zwei 4 Fuss 8 Zoll hohe, 6 Zoll starke Schrauben von Gusseisen mit eingeschnittenen Gewinden, welche unten auf 2 gusseisernen Platten s' aufstehen, an ihren Köpfen aber kreutzweise durchlöchert sind; sie werden wie Fig. 2 zeigt, fast mitten unter der Wasserradwelle auf eichene Schwellen aufgestellt, und sind dazu bestimmt, erstere etwas zu heben. Bei Umdrehung der Schrauben, welches mittelst eines eisernen Hebels geschieht, den man in die Löcher am Kopf der Schraube wechselweise steckt, wird ein gusseisernes Tramstück t' gehoben, an welchem seitwärts für den Durchgang der Schrauben 2 achteckige Muttern, gegen die Mitte aber 2 Zapfenlager angegossen sind. Auf letztere wird eine gusseiserne inwendig hohle Walze Fig. 14 gelegt, welche sich beim Aufschrauben des Tramstücks vermög ihrer geschweiften Gestalt an die Welle anlegt, diese etwas hebt, und das Schieben derselben erleichtert.

Die Schiebung selbst geschieht in den beiden am Ende der Welle befindlichen Zapfenlagern, wovon eines sammt den zugehörigen Theilen Fig. 6 bis 10 abgebildet ist. Auf einigen fest aufliegenden Schwellen ruht der bewegliche Wagen u', er ist nach vorne gegen das Rad etwas erhöht und am äussersten Rand, dort wo er am höchsten, ist das gusseiserne Zapfenlager eingelegt. Die einzelnen Theile des Wagens sind aufeinander geblattet und mit Schraubenbolzen verbunden, welche unten die gusseisernen 2 Fuss 9 Zoll langen Bahnen Fig. 10 anhalten. Auf den unbeweglichen Schwellen sind ebenfalls 2 ähnliche jedoch nur einfache Bahnen angeschraubt, so dass der einfache 1¼ Zoll vorstehende Falz der unteren Bahn zwischen die 2 Falze der oberen genau passt, und wie in einer Rinne lauft (Fig. 6). Damit jedoch dieses ungehindert geschehe, müssen die Schraubenbolzen v' Fig. 10 mit ihren Köpfen in die Eisenstärke eingelassen seyn. Die Bewegung geschieht mittelst einer Kurbel, welche an einer durch die unbeweglichen Schwellen durchgehenden eisernen Welle, zugleich mit einem gezähnten Radsegment Fig. 9 angeschoben, und mittelst einer vorne angeschraubten Mutter befestigt ist. Eine der oberen Bahnen welche über das genannte Segment zu liegen kommt, ist etwas breiter und enthält ebenfalls eine Reihe 1 Zoll hoher Zähne, in welche jene des Segmentes eingreifen (Fig. 8) und man sieht nun leicht ein, wie durch Umdrehung der Kurbel das Zapfenlager hin und her geschoben werden kann. So wie das Zapfenlager auf der einen Seite gebildet ist, eben so ist es auch auf der andern gestaltet, sowohl beim obern als untern Rad, und 2 kräftige Männer, nachdem sie die Welle zuvor etwas gehoben, drehen sodann an beiden Zapfen zugleich auf die entsprechende Seite, und verschieben die Welle etwa um 8 Zoll welches hinlänglich ist, um den weitern Eingriff der Stirnräder zu verhindern.

Bei dem untern Rad hat die Anbringung der beweglichen Zapfenlager keine Schwierigkeit gemacht, bei dem obern musste aber links ein eigener hölzerner Ausbau (Fig. 2) gemacht werden, zu dem der Zugang von aussen auf einer hölzernen Stiege ist, rechts aber, wo die unbeweglichen Schwellen wegen dem eisernen Windsammelkasten ober dem Gebläse durchschnitten werden mussten, war man genöthigt, sie durch einen gusseisernen starken Bogen w', der über die Sammelkästen hinweggeht, gehörig zu verbinden.

§. 322.

Es bleibt noch zu beschreiben, wie der Zugang zu den Zapfen der Wasserräder hergestellt wurde, um die täglich zweimal vorzunehmende Einschmierung derselben bequem

Tab. 96. bis 98. und ohne Gefahr vornehmen zu können. Beim oberen Rad kommt man zum linken Zapfen durch den bereits erwähnten Ausbau und der dazu führenden Stiege; zum rechten Zapfen steigt man auf der zur Gicht aus dem Gebläseraum führenden Stiege bis ober das Gerüst auf welchem die Gebläsekästen stehen, das oben ganz mit Bretern belegt ist; von da auf einer eigenen kurzen Stiege bis ober den Kasten zum Zapfenlager. Beim unteren Rad gelangt man zum linken Zapfen durch eine Thür x′ Fig. 5, welche im Gebläsraum mit der Hüttensohle in einer Ebene liegt, von da führt eine 1 Fuss 6 Zoll breite hölzerne Stiege erst quer über die 6 Fuss 9 Zoll im Lichten breite Wasserradstube und dann neben dem Rad bis zum Zapfenlager (Fig. 2). Beim Zapfenlager kann man endlich aus dem da befindlichen Raum auf einen zweiten Arm derselben Stiege kommen, der wieder neben der untern Hälfte des Rades bis auf die Sohle der Radstube und zu den Abflusskanal herabführt. Um bei diesem Gang nicht durch das von den oberen Rad herabtropfende Wasser ganz durchnässt zu werden, ist unter ihm eine Breterverschallung nach der Krümmung des Kranzes in Art eines Kropfes (Fig. 5, Tab. 97) angebracht, welche die Tropfen auffängt und in den Wasserkasten abfliessen lässt. Zum rechten Zapfen des unteren Rades führt eine 3 Fuss breite steinerne Stiege y′, die in Fig. 4, Tab. 98 angezeigt ist, und zu welcher der Zugang neben dem Blasegewölbe des linken Hochofens besteht. Endlich sind auch noch in den Seitenwänden in vertikalen Entfernungen von 9 zu 9 Fuss, dann in der horizontalen von 5 zu 5 Fuss, 4 Fuss lange, 7 Zoll starke eichene Hölzer z′ eingemauert, die 1 Fuss 6 Zoll aus der Wand vorstehen, und zur Unterlage der darauf ruhenden Pfosten dienen, auf denen der Zimmermann steht, wenn eine Reparatur an den Wasserrädern nothwendig wird.

§. 323.

Von den übrigen in dem Hochofengebäude untergebrachten Lokalitäten ist die eigentliche Gusshütte das grösste und vorzüglichste. Gleich an den Hochöfen bemerkt man die Tamgrube T, welches ein 2 Klafter 4 Fuss tiefes, mit 2 Fuss starken Mauern umfasstes Loch ist, in welches man grosse Formen einsetzt, und beim Abstich durch das auslaufende Eisen abgiesst. Unter der Tamgrube ist ein Kanal angelegt, (Fig. 4, Tab. 98 und Fig. 3, Tab. 96), welcher alle Feuchtigkeiten vom Grund abführt. Sie ist in der Regel ganz mit Formsand bis zur Hüttensohle ausgefüllt, und nach dem jedesmaligen Bedürfnisse werden die Gruben für die Formen hineingemacht.

Tab. 95. und 97. Ferner befinden sich hier 2 Kraniche S Fig. 2, Tab. 95 mittelst welcher die schweren Formkästen bewegt, so wie auch grosse Gusstücke auf die Wägen geladen werden. Die Seitenansicht des ganzen Kranichs sieht man in Fig. 3, Tab. 97, die einzelnen Theile desselben aber Fig. 19 bis 24 im grösseren Maasstab und verschiedenen Ansichten abgebildet. Sowohl die Drehsäule als übrigen Theile desselben sind von Eichenholz angefertigt, welches mit dem nöthigen Eisenbeschläg versehen wurde. Man hat durch keine tiefen Zapfen die Holztheile schwächen wollen, und den oberen Arm bei a″ bloss in einer seichten Versatzung mit zwei Schienen befestigt, die durch die Drehsäule gehen, und mit starken Muttern verschraubt werden; die Stütze steht aber oben und unten in einem gusseisernen Schuh Fig. 23, der ebenfalls mit 4 Bolzen angeschraubt ist. Die Befestigung der Drehsäule geschah unten in einer gusseisernen Pfanne, welche auf einen gemauerten Grund in einem Stück Eichenholz steht; oben mit einer Hülse Fig. 19 bis 21, Tab. 97, welche von

Gusseisen, mit vier versehenen Pratzen, in der Mauer steckt, und nach Fig. 20 mit derselben verankert ist. Die oberen 2 Pratzen sind 15 Zoll dick, 2 Zoll stark, unten mit einer 1 Zoll hohen 3 Zoll breiten Rippe versehen, die untern sind ohne Rippen bloss 2 Zoll stark, die eine 15 Zoll die andern 8 Zoll breit. Tab. 97.

Das zur Hebung der Last bestimmte Räderwerk ist so eingerichtet, dass man nach der Grösse der Last die Kraft vervielfältigen kann. Es besteht aus zwei, 3½ Fuss im Durchmesser grossen gezähnten Rädern (Fig. 22 und 24), zwei 7½ Zoll im Durchmesser haltenden Getrieben, einer 12 Zoll starken eichenen Welle b″ zum Aufwinden des Seils, an der ein Sperrad c″ mit dem zugehörigen Sperrkegel angebracht ist, um dass Zurückdrehen zu verhindern, und endlich aus einem am Ende des Arms angebrachten Flaschenzug d″. Die gezähnten Räder sind 1½ Zoll stark und im Kranz 2½ Zoll breit, die Zähne 1¼ Zoll hoch, 1 Zoll dick mit 1 Zoll weiten Zwischenräumen; das ganze Rad hat 63 und das Getrieb 9 Zähne. In jedes gezähnte Rad greift ein Getrieb ein, das auf einer eisernen Spindel angesteckt ist, und beiderseits der Drehsäule mit einer, daher zusammen mit 2 Kurbeln umgetrieben werden kann. Die Zusammenstellung der Räder ist so, dass die Welle mit dem Sperrad, und dem einen gezähnten Rad auf der 1ten Spindel, etwas tiefer ein Getrieb mit dem andern gezähnten Rad auf der 2ten Spindel, und endlich ein Getrieb allein auf der 3ten Welle befestigt sind. Für kleinere Lasten wird die 2te Spindel mit ihren zugehörigen Kurbeln umgetrieben, für grössere die 3te Spindel; man sieht übrigens leicht, dass man eben so viel an Zeit verliert als man an Kraft gewinnt, weil der Aufzug der Last, wenn die 3te Spindel gedreht wird, weit langsamer erfolgt, als es bei der 2ten der Fall ist. Der Flaschenzug dessen man sich am Ende des Armes bedient, ist auf die gewöhnliche Art aus vier, 9 Zoll im Durchmesser grossen Rollen zusammengesetzt, von denen immer 2 und 2 nebeneinander gestellt sind.

An der Ecke des linken Hochofens in der Gusshütte, dann in den angränzenden 2 Behältnissen findet man 3 Wasserbehälter e″ Fig. 2, die nichts anders als grosse gusseiserne Kessel sind, welche ihr Wasser durch eine kleine Röhrenleitung aus den Wasserkästen der Radstube erhalten, und das überfliessende wieder abführen. Man bedarf viel Wasser sowohl bei den Hochöfen zur Begiessung der glühenden Schlacken, wenn sie abgezogen werden, als zur Abkühlung der Werkzeuge u. dgl., bei der Formerei aber zur Anfeuchtung des Formsandes. Eine Wage zur Abwägung der Gusswaaren steht neben dem Einfahrtsthor dem Kranich gegenüber. Die Formtische, welche sowohl an den Wänden der Gusshütte, behufs der da Statt findenden Sandformerei als der angränzenden Behältnisse stehen, sind insgesammt 20 Zoll hoch, 5 Fuss breit, sie sind auf 3 Seiten mit 15 Zoll hohen Einfassungen umgeben, um das Herabfallen des Formsandes zu verhindern. Das Gemach für die Massenformerei enthält ausser den Formtischen gar nichts; sie unterscheidet sich nur darin von der Sandformerei, dass statt magerem Sand, zur Erzielung grösserer Steifigkeit, Sand mit Lehm oder andern Zusätzen gemischt (Masse) genommen wird, und dass auch hier zuweilen Kerne von gebranntem Lehm eingesetzt werden, aus welcher Ursache denn auch die in eisernen Formenkästen gemachten Formen getrocknet werden müssen, welches beim mageren Sand nicht nothwendig ist. In dem Gemache für die feine Sandformerei befinden sich nebst den Formtischen, ein kleiner Trocken-Ofen f″, in welchen die für den Feinguss hergestellten Formen getrocknet werden. Er be- Tab. 95.

Tab. 95. steht nur aus einem, vorne mit einer eisernen Thür geschlossenen Behältniss, in dem einige Fächer für die aufzustellenden Formen angebracht sind; der Boden ist mit Eisenplatten belegt, unter denen das Feuer auf einem Rost brennt. Ganz auf dieselbe Art ist der etwas grössere Trockenofen g″ eingerichtet, der dazu bestimmt ist, die fertigen, und mit einem Lack überzogenen Gussachen zu trocknen. In der Putzkammer, welche hier mit der feinen Sandformerei und der Lakiererei vereinigt ist, werden die fertigen Gusswaaren ausgefeilt, in der Schlosserwerkstatt aber die nothwendigen Schlosserarbeiten daran verfertigt, als die Verbindung der einzelnen Theile mit Schrauben etc., zu welchem Zweck in beiden Behältnissen einige Arbeitstische mit Schraubstöcken stehen, wo diese Arbeiten verfertigt werden.

Für besonders feine Gussachen als Medaillen etc. hat man 2 Behältnisse rechts neben den Hochöfen. Es stehen hier in dem einen 2 kleine, in dem zweiten ein grösserer Tiegelofen mit einem kleinen Kranich h″ ganz von Gusseisen, mit dem die Ein- und Aushebung des Tiegels geschieht. Hier wird dass Roheisen für den Feinguss nochmals überschmolzen, und die dazu nöthigen Formen in einem kleinen neben dem grossen Tiegelofen angelegten Trockenofen h‴ getrocknet.

Die Behältnisse für die Lehmformerei bilden die äussersten Ende des Hochofengebäudes. Hier werden die Formen für die hohlen Gusswaren abgedreht und weil diese Arbeit mit feuchtem Lehm vorgenommen wird, auch getrocknet. Wie der Durchschnitt Fig. 4, Tab. 95 zeigt, sind die Gewölbungen im Scheitel bloss 8 Fuss von der Hüttensohle hoch; 1 Fuss 9 Zoll vom Scheitel sind in jeder Kammer 5 gusseiserne Träger i″ eingezogen und an beiden Enden vermauert; sie sind bestimmt, die Spindeln oben zu befestigen, um welche die Formen abgedreht werden. In der äusseren Ecke einer jeden Kammer steht ein 2 Fuss 9 Zoll hoher, 2 Fuss 7 Zoll breiter und 5 Fuss langer Ofen k″; er besteht bloss aus einem gusseisernen Roste, und der darunter befindlichen Aschenkammer. Die Fenster sind mit gusseisernen Läden versehen, und die Thüren wegen dem Herausschaffen der Formen und Gusswaaren 8 Fuss breit, 6½ Fuss hoch, 2 flügelig, ebenfalls von Gusseisen. Jeden Abend wenn die Arbeiter sich nach Hause begeben, werden auf den Rost des Ofens Kohlen geschüttet und angezunden, hierauf Fensterläden und Thür geschlossen, und bloss ein einziger Dunstabzug eröffnet, der seitwärts der Thür in Rauchfang führt. Durch diese Vorrichtung wird eine bedeutende Hitze in der niedrigen Kammer erzeugt, welche das Trocknen der Formen befördert. Die Räume ober der Trockenkammer, zu welchen man aus den angränzenden Behältnissen auf einer kleinen, seitwärts angebrachten Stiege gelangt, dienen zur Aufbewahrung von verschiedenen Modellen und Formkästen.

§. 324.

Es wird noch bemerkt, dass sämmtliche Thürstöcke in dem Hochofengebäude von Gusseisen hergestellt sind, und man hat, um ihre Konstrukzion ersichtlich zu machen, Tab. 95, Fig. 5 bis 7, den 9 Fuss 10 Zoll in Lichten weiten Haupteingangsthürstock dargestellt. Die Schwelle bildet eine Bodenplatte Fig. 7; sie ist 24 Zoll breit, im Eisen 1½ Zoll stark, an den Enden sieht man ¾ Zoll hoch in der Form der Streifsteine vorstehende Leisten, über welche die hohl gegossenen Streifsteine genau passen, und dadurch ein festes Auflager erhalten. Innerhalb des Streifsteines bemerkt man ein 2 Zoll breites, 6 Zoll langes

Tab. 95. bis 97.

Loch l″ in welchem der Streifstein mit einem vorspringenden Zapfen fest steht; ferner ist noch in der Mitte ein anderes kleineres Loch, das für den Schubriegel des zweiflügeligen Thores bestimmt ist. Auf der Bodenplatte stehen die Streifsteine von denen ein Stück Fig. 6 in der obern Ansicht, Fig. 5 aber in der Seitenansicht in Verbindung mit dem Gewände gezeichnet ist. Die Mittelwand ist im Eisen 1¼ Zoll stark, die Seitenwände wovon die gerade gegen das Innere der Hütte gewendet ist, werden nach und nach schwächer, und sind an den äussersten Enden nur ½ Zoll dick. Oben wo die Gewände auf dem Streifstein aufstehen, sind die 3 Seitenwände gleichsam durch eine Querwand verbunden, sie hat wie die Bodenplatte ¾ Zoll vorstehende Leisten, die genau in die innere Höhlung der Seitenwände hineinpassen, und ihnen eine feste Auflage gewähren. Die Seitenwände sind Fig. 5 in der inneren und äusseren Ansicht sammt Querdurchschnitt abgebildet, ihre ganze Höhe von den Streifsteinen an gerechnet ist 6 Fuss 10 Zoll. Die Löcher m″ sind für 6 Schraubenbolzen bestimmt, welche mit einem Ende vermauert, mit dem anderen aber durch diese Löcher durchgehen, und das Gewände an die Mauer befestigen. Mittelst der Löcher n″ werden am Gewände 2, am Streifstein 1 Kegel angeschraubt, an denen das Thor aufgehängt wird. Zu diesem Zwecke sind die Pratzen der Kegel tafelförmig erweitert, und jede mit 5 Löchern versehen, durch welche die Bolzen gesteckt, und an die Gewände angeschraubt werden. Die Kegel ragen in dem geradlinigten Eck bei o″ aus dem Gewände heraus, welches an diesem Ort mit durchgehenden Löchern versehen ist. Die drei 1 Zoll starken Querwände p″ verstärken die in der Mitte 1¼ Zoll, an dem Ende nur ½ Zoll starken Seitenwände des Gewändes. Ganz auf dieselbe Art ist das obere nach einem gedrückten Bogen gewölbte Tramstück hergestellt, welches sich überall platt an die Gewände anschliesst, und bloss dort wo es aufliegt, nach innen der Mauer mit der um 5 Zoll breiteren Boden-Platte in diese eingreift; es hat an seinem ganzen Umfang weiter keine andere Befestigung. Nöthigenfalls wenn besonders grosse Gusswaaren hergestellt würden, kann das eiserne Thürfutter herausgenommen werden; man schraubt nämlich die Schrauben m″ ab, hebt die Gewände hinaus und bricht die Mauer so weit als es nöthig ist ab, worauf dann wieder ohne viele Umstände das Thürfutter eingesetzt, und die Mauer bis an dasselbe angeschlossen werden kann.

Die Dächer ober dem Hochofengebäude sind nach dem Bedürfniss eingerichtet worden. Die Gusshütte hat wegen des vielen beim Abstich oder Abguss sich entwickelnden Dunstes, und der besonders im Sommer unerträglichen Hitze ein hohes Bohlendach, das inwendig mit Bretern verschalt, und mit einigen Oeffnungen zum Abzug des Dunstes (Fig. 3, Tab. 95) versehen ist. Gegen die Hochofenmauer schliesst sich das Bohlendach, wie Fig. 3, Tab. 97 zu sehen, mit einem deutschen Dach an. Die Seitenflügel haben ein gewöhnliches deutsches Dach, und unterhalb einen Sturzboden mit einer Rohrdecke. Der Fussboden ist überall natürliches Erdreich.

Die Komunikazion zwischen den höher und tiefer gelegenen Behältnissen wird durch zwei Stiegen erzielt, wovon sich auf jeder Seite der Hochöfen eine befindet. Fig. 2, Tab. 95 ist jene, welche links in dem Gebläseraum aufsteigt, angedeutet. Sie sind von Holz 3 Fuss breit, und sind in mehrere Arme abgetheilt, welche immer an Ruheplätzen aufhören und anfangen, und übrigens so ausgetheilt sind, dass man von jeden Ruheplatz der Zutritt zu irgend einem Behältniss, so wie auch zu den Abzüchten B Fig. 3 erhält. Zu dem

Tab. 95. steht nur aus einem, vorne mit einer eisernen Thür geschlossenen Behältniss, in dem einige Fächer für die aufzustellenden Formen angebracht sind; der Boden ist mit Eisenplatten belegt, unter denen das Feuer auf einem Rost brennt. Ganz auf dieselbe Art ist der etwas grössere Trockenofen g″ eingerichtet, der dazu bestimmt ist, die fertigen, und mit einem Lack überzogenen Gussachen zu trocknen. In der Putzkammer, welche hier mit der feinen Sandformerei und der Lakiererei vereinigt ist, werden die fertigen Gusswaaren ausgefeilt, in der Schlosserwerkstatt aber die nothwendigen Schlosserarbeiten daran verfertigt, als die Verbindung der einzelnen Theile mit Schrauben etc., zu welchem Zweck in beiden Behältnissen einige Arbeitstische mit Schraubstöcken stehen, wo diese Arbeiten verfertigt werden.

Für besonders feine Gussachen als Medaillen etc. hat man 2 Behältnisse rechts neben den Hochöfen. Es stehen hier in dem einen 2 kleine, in dem zweiten ein grösserer Tiegelofen mit einem kleinen Kranich h″ ganz von Gusseisen, mit dem die Ein- und Aushebung des Tiegels geschieht. Hier wird dass Roheisen für den Feinguss nochmals überschmolzen, und die dazu nöthigen Formen in einem kleinen neben dem grossen Tiegelofen angelegten Trockenofen h‴ getrocknet.

Die Behältnisse für die Lehmformerei bilden die äussersten Ende des Hochofengebäudes. Hier werden die Formen für die hohlen Gusswaren abgedreht und weil diese Arbeit mit feuchtem Lehm vorgenommen wird, auch getrocknet. Wie der Durchschnitt Fig. 4, Tab. 95 zeigt, sind die Gewölbungen im Scheitel bloss 8 Fuss von der Hüttensohle hoch; 1 Fuss 9 Zoll vom Scheitel sind in jeder Kammer 5 gusseiserne Träger i″ eingezogen und an beiden Enden vermauert; sie sind bestimmt, die Spindeln oben zu befestigen, um welche die Formen abgedreht werden. In der äusseren Ecke einer jeden Kammer steht ein 2 Fuss 9 Zoll hoher, 2 Fuss 7 Zoll breiter und 5 Fuss langer Ofen k″; er besteht bloss aus einem gusseisernen Roste, und der darunter befindlichen Aschenkammer. Die Fenster sind mit gusseisernen Läden versehen, und die Thüren wegen dem Herausschaffen der Formen und Gusswaaren 8 Fuss breit, 6½ Fuss hoch, 2 flügelig, ebenfalls von Gusseisen. Jeden Abend wenn die Arbeiter sich nach Hause begeben, werden auf den Rost des Ofens Kohlen geschüttet und angezunden, hierauf Fensterläden und Thür geschlossen, und bloss ein einziger Dunstabzug eröffnet, der seitwärts der Thür in Rauchfang führt. Durch diese Vorrichtung wird eine bedeutende Hitze in der niedrigen Kammer erzeugt, welche das Trocknen der Formen befördert. Die Räume ober der Trockenkammer, zu welchen man aus den angränzenden Behältnissen auf einer kleinen, seitwärts angebrachten Stiege gelangt, dienen zur Aufbewahrung von verschiedenen Modellen und Formkästen.

§. 324.

Es wird noch bemerkt, dass sämmtliche Thürstöcke in dem Hochofengebäude von Gusseisen hergestellt sind, und man hat, um ihre Konstrukzion ersichtlich zu machen, Tab. 95, Fig. 5 bis 7, den 9 Fuss 10 Zoll in Lichten weiten Haupteingangsthürstock dargestellt. Die Schwelle bildet eine Bodenplatte Fig. 7; sie ist 24 Zoll breit, im Eisen 1½ Zoll stark, an den Enden sieht man ¾ Zoll hoch in der Form der Streifsteine vorstehende Leisten, über welche die hohl gegossenen Streifsteine genau passen, und dadurch ein festes Auflager erhalten. Innerhalb des Streifsteines bemerkt man ein 2 Zoll breites, 6 Zoll langes

Tab. 95. bis 97. Loch l'' in welchem der Streifstein mit einem vorspringenden Zapfen fest steht; ferner ist noch in der Mitte ein anderes kleineres Loch, das für den Schubriegel des zweiflügeligen Thores bestimmt ist. Auf der Bodenplatte stehen die Streifsteine von denen ein Stück Fig. 6 in der obern Ansicht, Fig. 5 aber in der Seitenansicht in Verbindung mit dem Gewände gezeichnet ist. Die Mittelwand ist im Eisen $1\frac{3}{4}$ Zoll stark, die Seitenwände wovon die gerade gegen das Innere der Hütte gewendet ist, werden nach und nach schwächer, und sind an den äussersten Enden nur $\frac{1}{2}$ Zoll dick. Oben wo die Gewände auf dem Streifstein aufstehen, sind die 3 Seitenwände gleichsam durch eine Querwand verbunden, sie hat wie die Bodenplatte $\frac{3}{4}$ Zoll vorstehende Leisten, die genau in die innere Höhlung der Seitenwände hineinpassen, und ihnen eine feste Auflage gewähren. Die Seitenwände sind Fig. 5 in der inneren und äusseren Ansicht sammt Querdurchschnitt abgebildet, ihre ganze Höhe von den Streifsteinen an gerechnet ist 6 Fuss 10 Zoll. Die Löcher m'' sind für 6 Schraubenbolzen bestimmt, welche mit einem Ende vermauert, mit dem anderen aber durch diese Löcher durchgehen, und das Gewände an die Mauer befestigen. Mittelst der Löcher n'' werden am Gewände 2, am Streifstein 1 Kegel angeschraubt, an denen das Thor aufgehängt wird. Zu diesem Zwecke sind die Pratzen der Kegel tafelförmig erweitert, und jede mit 5 Löchern versehen, durch welche die Bolzen gesteckt, und an die Gewände angeschraubt werden. Die Kegel ragen in dem geradlinigten Eck bei o'' aus dem Gewände heraus, welches an diesem Ort mit durchgehenden Löchern versehen ist. Die drei 1 Zoll starken Querwände p'' verstärken die in der Mitte $1\frac{3}{4}$ Zoll, an dem Ende nur $\frac{1}{2}$ Zoll starken Seitenwände des Gewändes. Ganz auf dieselbe Art ist das obere nach einem gedrückten Bogen gewölbte Tramstück hergestellt, welches sich überall platt an die Gewände anschliesst, und bloss dort wo es aufliegt, nach innen der Mauer mit der um 5 Zoll breiteren Boden-Platte in diese eingreift; es hat an seinem ganzen Umfang weiter keine andere Befestigung. Nöthigenfalls wenn besonders grosse Gusswaaren hergestellt würden, kann das eiserne Thürfutter herausgenommen werden; man schraubt nämlich die Schrauben m'' ab, hebt die Gewände hinaus und bricht die Mauer so weit als es nöthig ist ab, worauf dann wieder ohne viele Umstände das Thürfutter eingesetzt, und die Mauer bis an dasselbe angeschlossen werden kann.

Die **Dächer** ober dem Hochofengebäude sind nach dem Bedürfniss eingerichtet worden. Die Gusshütte hat wegen des vielen beim Abstich oder Abguss sich entwickelnden Dunstes, und der besonders im Sommer unerträglichen Hitze ein hohes Bohlendach, das inwendig mit Bretern verschalt, und mit einigen Oeffnungen zum Abzug des Dunstes (Fig. 3, Tab. 95) versehen ist. Gegen die Hochofenmauer schliesst sich das Bohlendach, wie Fig. 3, Tab. 97 zu sehen, mit einem deutschen Dach an. Die Seitenflügel haben ein gewöhnliches deutsches Dach, und unterhalb einen Sturzboden mit einer Rohrdecke. Der **Fussboden** ist überall natürliches Erdreich.

Die Komunikazion zwischen den höher und tiefer gelegenen Behältnissen wird durch zwei Stiegen erzielt, wovon sich auf jeder Seite der Hochöfen eine befindet. Fig. 2, Tab. 95 ist jene, welche links in dem Gebläseraum aufsteigt, angedeutet. Sie sind von Holz 3 Fuss breit, und sind in mehrere Arme abgetheilt, welche immer an Ruheplätzen aufhören und anfangen, und übrigens so ausgetheilt sind, dass man von jeden Ruheplatz der Zutritt zu irgend einem Behältniss, so wie auch zu den Abzüchten B Fig. 3 erhält. Zu dem

Tab. 95. steht nur aus einem, vorne mit einer eisernen Thür geschlossenen Behältniss, in dem einige Fächer für die aufzustellenden Formen angebracht sind; der Boden ist mit Eisenplatten belegt, unter denen das Feuer auf einem Rost brennt. Ganz auf dieselbe Art ist der etwas grössere Trockenofen g'' eingerichtet, der dazu bestimmt ist, die fertigen, und mit einem Lack überzogenen Gussachen zu trocknen. In der **Putzkammer**, welche hier mit der feinen Sandformerei und der Lakiererei vereinigt ist, werden die fertigen Gusswaaren ausgefeilt, in der Schlosserwerkstatt aber die nothwendigen Schlosserarbeiten daran verfertigt, als die Verbindung der einzelnen Theile mit Schrauben etc., zu welchem Zweck in beiden Behältnissen einige Arbeitstische mit Schraubstöcken stehen, wo diese Arbeiten verfertigt werden.

Für besonders feine Gussachen als Medaillen etc. hat man 2 Behältnisse rechts neben den Hochöfen. Es stehen hier in dem einen 2 kleine, in dem zweiten ein grösserer Tiegelofen mit einem kleinen Kranich h'' ganz von Gusseisen, mit dem die Ein- und Aushebung des Tiegels geschieht. Hier wird dass Roheisen für den Feinguss nochmals überschmolzen, und die dazu nöthigen Formen in einem kleinen neben dem grossen Tiegelofen angelegten Trockenofen h''' getrocknet.

Die Behältnisse für die **Lehmformerei** bilden die äussersten Ende des Hochofengebäudes. Hier werden die Formen für die hohlen Gusswaren abgedreht und weil diese Arbeit mit feuchtem Lehm vorgenommen wird, auch getrocknet. Wie der Durchschnitt Fig. 4, Tab. 95 zeigt, sind die Gewölbungen im Scheitel bloss 8 Fuss von der Hüttensohle hoch; 1 Fuss 9 Zoll vom Scheitel sind in jeder Kammer 5 gusseiserne Träger i'' eingezogen und an beiden Enden vermauert; sie sind bestimmt, die Spindeln oben zu befestigen, um welche die Formen abgedreht werden. In der äusseren Ecke einer jeden Kammer steht ein 2 Fuss 9 Zoll hoher, 2 Fuss 7 Zoll breiter und 5 Fuss langer Ofen k''; er besteht bloss aus einem gusseisernen Roste, und der darunter befindlichen Aschenkammer. Die Fenster sind mit gusseisernen Läden versehen, und die Thüren wegen dem Herausschaffen der Formen und Gusswaaren 8 Fuss breit, 6½ Fuss hoch, 2 flügelig, ebenfalls von Gusseisen. Jeden Abend wenn die Arbeiter sich nach Hause begeben, werden auf den Rost des Ofens Kohlen geschüttet und angezunden, hierauf Fensterläden und Thür geschlossen, und bloss ein einziger Dunstabzug eröffnet, der seitwärts der Thür in Rauchfang führt. Durch diese Vorrichtung wird eine bedeutende Hitze in der niedrigen Kammer erzeugt, welche das Trocknen der Formen befördert. Die Räume ober der Trockenkammer, zu welchen man aus den angränzenden Behältnissen auf einer kleinen, seitwärts angebrachten Stiege gelangt, dienen zur Aufbewahrung von verschiedenen Modellen und Formkästen.

§. 324.

Es wird noch bemerkt, dass sämmtliche Thürstöcke in dem Hochofengebäude von Gusseisen hergestellt sind, und man hat, um ihre Konstrukzion ersichtlich zu machen, Tab. 95, Fig. 5 bis 7, den 9 Fuss 10 Zoll in Lichten weiten Haupteingangsthürstock dargestellt. Die Schwelle bildet eine Bodenplatte Fig. 7; sie ist 24 Zoll breit, im Eisen 1½ Zoll stark, an den Enden sieht man ¾ Zoll hoch in der Form der Streifsteine vorstehende Leisten, über welche die hohl gegossenen Streifsteine genau passen, und dadurch ein festes Auflager erhalten. Innerhalb des Streifsteines bemerkt man ein 2 Zoll breites, 6 Zoll langes

Loch l″ in welchem der Streifstein mit einem vorspringenden Zapfen fest steht; ferner ist noch in der Mitte ein anderes kleineres Loch, das für den Schubriegel des zweiflügeligen Thores bestimmt ist. Auf der Bodenplatte stehen die Streifsteine von denen ein Stück Fig. 6 in der obern Ansicht, Fig. 5 aber in der Seitenansicht in Verbindung mit dem Gewände gezeichnet ist. Die Mittelwand ist im Eisen 1¼ Zoll stark, die Seitenwände wovon die gerade gegen das Innere der Hütte gewendet ist, werden nach und nach schwächer, und sind an den äussersten Enden nur ½ Zoll dick. Oben wo die Gewände auf dem Streifstein aufstehen, sind die 3 Seitenwände gleichsam durch eine Querwand verbunden, sie hat wie die Bodenplatte ¾ Zoll vorstehende Leisten, die genau in die innere Höhlung der Seitenwände hineinpassen, und ihnen eine feste Auflage gewähren. Die Seitenwände sind Fig. 5 in der inneren und äusseren Ansicht sammt Querdurchschnitt abgebildet, ihre ganze Höhe von den Streifsteinen an gerechnet ist 6 Fuss 10 Zoll. Die Löcher m″ sind für 6 Schraubenbolzen bestimmt, welche mit einem Ende vermauert, mit dem anderen aber durch diese Löcher durchgehen, und das Gewände an die Mauer befestigen. Mittelst der Löcher n″ werden am Gewände 2, am Streifstein 1 Kegel angeschraubt, an denen das Thor aufgehängt wird. Zu diesem Zwecke sind die Pratzen der Kegel tafelförmig erweitert, und jede mit 5 Löchern versehen, durch welche die Bolzen gesteckt, und an die Gewände angeschraubt werden. Die Kegel ragen in dem geradlinigten Eck bei o″ aus dem Gewände heraus, welches an diesem Ort mit durchgehenden Löchern versehen ist. Die drei 1 Zoll starken Querwände p″ verstärken die in der Mitte 1¼ Zoll, an dem Ende nur ½ Zoll starken Seitenwände des Gewändes. Ganz auf dieselbe Art ist das obere nach einem gedrückten Bogen gewölbte Tramstück hergestellt, welches sich überall platt an die Gewände anschliesst, und bloss dort wo es aufliegt, nach innen der Mauer mit der um 5 Zoll breiteren Boden-Platte in diese eingreift; es hat an seinem ganzen Umfang weiter keine andere Befestigung. Nöthigenfalls wenn besonders grosse Gusswaaren hergestellt würden, kann das eiserne Thürfutter herausgenommen werden; man schraubt nämlich die Schrauben m″ ab, hebt die Gewände hinaus und bricht die Mauer so weit als es nöthig ist ab, worauf dann wieder ohne viele Umstände das Thürfutter eingesetzt, und die Mauer bis an dasselbe angeschlossen werden kann.

Tab. 95. bis 97.

Die **Dächer** ober dem Hochofengebäude sind nach dem Bedürfniss eingerichtet worden. Die Gusshütte hat wegen des vielen beim Abstich oder Abguss sich entwickelnden Dunstes, und der besonders im Sommer unerträglichen Hitze ein hohes Bohlendach, das inwendig mit Bretern verschalt, und mit einigen Oeffnungen zum Abzug des Dunstes (Fig. 3, Tab. 95) versehen ist. Gegen die Hochofenmauer schliesst sich das Bohlendach, wie Fig. 3, Tab. 97 zu sehen, mit einem deutschen Dach an. Die Seitenflügel haben ein gewöhnliches deutsches Dach, und unterhalb einen Sturzboden mit einer Rohrdecke. Der **Fussboden** ist überall natürliches Erdreich.

Die Komunikazion zwischen den höher und tiefer gelegenen Behältnissen wird durch zwei Stiegen erzielt, wovon sich auf jeder Seite der Hochöfen eine befindet. Fig. 2, Tab. 95 ist jene, welche links in dem Gebläseraum aufsteigt, angedeutet. Sie sind von Holz 3 Fuss breit, und sind in mehrere Arme abgetheilt, welche immer an Ruheplätzen aufhören und anfangen, und übrigens so ausgetheilt sind, dass man von jeden Ruheplatz der Zutritt zu irgend einem Behältniss, so wie auch zu den Abzüchten B Fig. 3 erhält. Zu dem

Tab. 95. steht nur aus einem, vorne mit einer eisernen Thür geschlossenen Behältniss, in dem einige Fächer für die aufzustellenden Formen angebracht sind; der Boden ist mit Eisenplatten belegt, unter denen das Feuer auf einem Rost brennt. Ganz auf dieselbe Art ist der etwas grössere Trockenofen g'' eingerichtet, der dazu bestimmt ist, die fertigen, und mit einem Lack überzogenen Gussachen zu trocknen. In der **Putzkammer**, welche hier mit der feinen Sandformerei und der Lakiererei vereinigt ist, werden die fertigen Gusswaaren ausgefeilt, in der Schlosserwerkstatt aber die nothwendigen Schlosserarbeiten daran verfertigt, als die Verbindung der einzelnen Theile mit Schrauben etc., zu welchem Zweck in beiden Behältnissen einige Arbeitstische mit Schraubstöcken stehen, wo diese Arbeiten verfertigt werden.

Für besonders feine Gussachen als Medaillen etc. hat man 2 Behältnisse rechts neben den Hochöfen. Es stehen hier in dem einen 2 kleine, in dem zweiten ein grösserer Tiegelofen mit einem kleinen Kranich h'' ganz von Gusseisen, mit dem die Ein- und Aushebung des Tiegels geschieht. Hier wird dass Roheisen für den Feinguss nochmals überschmolzen, und die dazu nöthigen Formen in einem kleinen neben dem grossen Tiegelofen angelegten Trockenofen h''' getrocknet.

Die Behältnisse für die **Lehmformerei** bilden die äussersten Ende des Hochofengebäudes. Hier werden die Formen für die hohlen Gusswaren abgedreht und weil diese Arbeit mit feuchtem Lehm vorgenommen wird, auch getrocknet. Wie der Durchschnitt Fig. 4, Tab. 95 zeigt, sind die Gewölbungen im Scheitel bloss 8 Fuss von der Hüttensohle hoch; 1 Fuss 9 Zoll vom Scheitel sind in jeder Kammer 5 gusseiserne Träger i'' eingezogen und an beiden Enden vermauert; sie sind bestimmt, die Spindeln oben zu befestigen, um welche die Formen abgedreht werden. In der äusseren Ecke einer jeden Kammer steht ein 2 Fuss 9 Zoll hoher, 2 Fuss 7 Zoll breiter und 5 Fuss langer Ofen k''; er besteht bloss aus einem gusseisernen Roste, und der darunter befindlichen Aschenkammer. Die Fenster sind mit gusseisernen Läden versehen, und die Thüren wegen dem Herausschaffen der Formen und Gusswaaren 8 Fuss breit, 6½ Fuss hoch, 2 flügelig, ebenfalls von Gusseisen. Jeden Abend wenn die Arbeiter sich nach Hause begeben, werden auf den Rost des Ofens Kohlen geschüttet und angezunden, hierauf Fensterläden und Thür geschlossen, und bloss ein einziger Dunstabzug eröffnet, der seitwärts der Thür in Rauchfang führt. Durch diese Vorrichtung wird eine bedeutende Hitze in der niedrigen Kammer erzeugt, welche das Trocknen der Formen befördert. Die Räume ober der Trockenkammer, zu welchen man aus den angränzenden Behältnissen auf einer kleinen, seitwärts angebrachten Stiege gelangt, dienen zur Aufbewahrung von verschiedenen Modellen und Formkästen.

§. 324.

Es wird noch bemerkt, dass sämmtliche Thürstöcke in dem Hochofengebäude von Gusseisen hergestellt sind, und man hat, um ihre Konstrukzion ersichtlich zu machen, Tab. 95, Fig. 5 bis 7, den 9 Fuss 10 Zoll in Lichten weiten Haupteingangsthürstock dargestellt. Die Schwelle bildet eine Bodenplatte Fig. 7; sie ist 24 Zoll breit, im Eisen 1½ Zoll stark, an den Enden sieht man ³/₄ Zoll hoch in der Form der Streifsteine vorstehende Leisten, über welche die hohl gegossenen Streifsteine genau passen, und dadurch ein festes Auflager erhalten. Innerhalb des Streifsteines bemerkt man ein 2 Zoll breites, 6 Zoll langes

Tab. 95. bis 97.

Loch l'' in welchem der Streifstein mit einem vorspringenden Zapfen fest steht; ferner ist noch in der Mitte ein anderes kleineres Loch, das für den Schubriegel des zweiflügeligen Thores bestimmt ist. Auf der Bodenplatte stehen die Streifsteine von denen ein Stück Fig. 6 in der obern Ansicht, Fig. 5 aber in der Seitenansicht in Verbindung mit dem Gewände gezeichnet ist. Die Mittelwand ist im Eisen 1¼ Zoll stark, die Seitenwände wovon die gerade gegen das Innere der Hütte gewendet ist, werden nach und nach schwächer, und sind an den äussersten Enden nur ½ Zoll dick. Oben wo die Gewände auf dem Streifstein aufstehen, sind die 3 Seitenwände gleichsam durch eine Querwand verbunden, sie hat wie die Bodenplatte ¾ Zoll vorstehende Leisten, die genau in die innere Höhlung der Seitenwände hineinpassen, und ihnen eine feste Auflage gewähren. Die Seitenwände sind Fig. 5 in der inneren und äusseren Ansicht sammt Querdurchschnitt abgebildet, ihre ganze Höhe von den Streifsteinen an gerechnet ist 6 Fuss 10 Zoll. Die Löcher m'' sind für 6 Schraubenbolzen bestimmt, welche mit einem Ende vermauert, mit dem anderen aber durch diese Löcher durchgehen, und das Gewände an die Mauer befestigen. Mittelst der Löcher n'' werden am Gewände 2, am Streifstein 1 Kegel angeschraubt, an denen das Thor aufgehängt wird. Zu diesem Zwecke sind die Pratzen der Kegel tafelförmig erweitert, und jede mit 5 Löchern versehen, durch welche die Bolzen gesteckt, und an die Gewände angeschraubt werden. Die Kegel ragen in dem geradlinigten Eck bei o'' aus dem Gewände heraus, welches an diesem Ort mit durchgehenden Löchern versehen ist. Die drei 1 Zoll starken Querwände p'' verstärken die in der Mitte 1¼ Zoll, an dem Ende nur ½ Zoll starken Seitenwände des Gewändes. Ganz auf dieselbe Art ist das obere nach einem gedrückten Bogen gewölbte Tramstück hergestellt, welches sich überall platt an die Gewände anschliesst, und bloss dort wo es aufliegt, nach innen der Mauer mit der um 5 Zoll breiteren Boden-Platte in diese eingreift; es hat an seinem ganzen Umfang weiter keine andere Befestigung. Nöthigenfalls wenn besonders grosse Gusswaaren hergestellt würden, kann das eiserne Thürfutter herausgenommen werden; man schraubt nämlich die Schrauben m'' ab, hebt die Gewände hinaus und bricht die Mauer so weit als es nöthig ist ab, worauf dann wieder ohne viele Umstände das Thürfutter eingesetzt, und die Mauer bis an dasselbe angeschlossen werden kann.

Die Dächer ober dem Hochofengebäude sind nach dem Bedürfniss eingerichtet worden. Die Gusshütte hat wegen des vielen beim Abstich oder Abguss sich entwickelnden Dunstes, und der besonders im Sommer unerträglichen Hitze ein hohes Bohlendach, das inwendig mit Bretern verschalt, und mit einigen Oeffnungen zum Abzug des Dunstes (Fig. 3, Tab. 95) versehen ist. Gegen die Hochofenmauer schliesst sich das Bohlendach, wie Fig. 3, Tab. 97 zu sehen, mit einem deutschen Dach an. Die Seitenflügel haben ein gewöhnliches deutsches Dach, und unterhalb einen Sturzboden mit einer Rohrdecke. Der Fussboden ist überall natürliches Erdreich.

Die Komunikazion zwischen den höher und tiefer gelegenen Behältnissen wird durch zwei Stiegen erzielt, wovon sich auf jeder Seite der Hochöfen eine befindet. Fig. 2, Tab. 95 ist jene, welche links in dem Gebläseraum aufsteigt, angedeutet. Sie sind von Holz 3 Fuss breit, und sind in mehrere Arme abgetheilt, welche immer an Ruheplätzen aufhören und anfangen, und übrigens so ausgetheilt sind, dass man von jeden Ruheplatz der Zutritt zu irgend einem Behältniss, so wie auch zu den Abzüchten B Fig. 3 erhält. Zu dem

Tab. 95. steht nur aus einem, vorne mit einer eisernen Thür geschlossenen Behältniss, in dem einige Fächer für die aufzustellenden Formen angebracht sind; der Boden ist mit Eisenplatten belegt, unter denen das Feuer auf einem Rost brennt. Ganz auf dieselbe Art ist der etwas grössere Trockenofen g'' eingerichtet, der dazu bestimmt ist, die fertigen, und mit einem Lack überzogenen Gussachen zu trocknen. In der Putzkammer, welche hier mit der feinen Sandformerei und der Lakiererei vereinigt ist, werden die fertigen Gusswaaren ausgefeilt, in der Schlosserwerkstatt aber die nothwendigen Schlosserarbeiten daran verfertigt, als die Verbindung der einzelnen Theile mit Schrauben etc., zu welchem Zweck in beiden Behältnissen einige Arbeitstische mit Schraubstöcken stehen, wo diese Arbeiten verfertigt werden.

Für besonders feine Gussachen als Medaillen etc. hat man 2 Behältnisse rechts neben den Hochöfen. Es stehen hier in dem einen 2 kleine, in dem zweiten ein grösserer Tiegelofen mit einem kleinen Kranich h'' ganz von Gusseisen, mit dem die Ein- und Aushebung des Tiegels geschieht. Hier wird dass Roheisen für den Feinguss nochmals überschmolzen, und die dazu nöthigen Formen in einem kleinen neben dem grossen Tiegelofen angelegten Trockenofen h''' getrocknet.

Die Behältnisse für die Lehmformerei bilden die äussersten Ende des Hochofengebäudes. Hier werden die Formen für die hohlen Gusswaren abgedreht und weil diese Arbeit mit feuchtem Lehm vorgenommen wird, auch getrocknet. Wie der Durchschnitt Fig. 4, Tab. 95 zeigt, sind die Gewölbungen im Scheitel bloss 8 Fuss von der Hüttensohle hoch; 1 Fuss 9 Zoll vom Scheitel sind in jeder Kammer 5 gusseiserne Träger i'' eingezogen und an beiden Enden vermauert; sie sind bestimmt, die Spindeln oben zu befestigen, um welche die Formen abgedreht werden. In der äusseren Ecke einer jeden Kammer steht ein 2 Fuss 9 Zoll hoher, 2 Fuss 7 Zoll breiter und 5 Fuss langer Ofen k''; er besteht bloss aus einem gusseisernen Roste, und der darunter befindlichen Aschenkammer. Die Fenster sind mit gusseisernen Läden versehen, und die Thüren wegen dem Herausschaffen der Formen und Gusswaaren 8 Fuss breit, 6½ Fuss hoch, 2 flügelig, ebenfalls von Gusseisen. Jeden Abend wenn die Arbeiter sich nach Hause begeben, werden auf den Rost des Ofens Kohlen geschüttet und angezunden, hierauf Fensterläden und Thür geschlossen, und bloss ein einziger Dunstabzug eröffnet, der seitwärts der Thür in Rauchfang führt. Durch diese Vorrichtung wird eine bedeutende Hitze in der niedrigen Kammer erzeugt, welche das Trocknen der Formen befördert. Die Räume ober der Trockenkammer, zu welchen man aus den angränzenden Behältnissen auf einer kleinen, seitwärts angebrachten Stiege gelangt, dienen zur Aufbewahrung von verschiedenen Modellen und Formkästen.

§. 324.

Es wird noch bemerkt, dass sämmtliche Thürstöcke in dem Hochofengebäude von Gusseisen hergestellt sind, und man hat, um ihre Konstrukzion ersichtlich zu machen, Tab. 95, Fig. 5 bis 7, den 9 Fuss 10 Zoll in Lichten weiten Haupteingangsthürstock dargestellt. Die Schwelle bildet eine Bodenplatte Fig. 7; sie ist 24 Zoll breit, im Eisen 1½ Zoll stark, an den Enden sieht man ¾ Zoll hoch in der Form der Streifsteine vorstehende Leisten, über welche die hohl gegossenen Streifsteine genau passen, und dadurch ein festes Auflager erhalten. Innerhalb des Streifsteines bemerkt man ein 2 Zoll breites, 6 Zoll langes

Loch l″ in welchem der Streifstein mit einem vorspringenden Zapfen fest steht; ferner ist noch Tab.
in der Mitte ein anderes kleineres Loch, das für den Schubriegel des zweiflügeligen Thores 95.
bestimmt ist. Auf der Bodenplatte stehen die Streifsteine von denen ein Stück Fig. 6 in bis 97.
der obern Ansicht, Fig. 5 aber in der Seitenansicht in Verbindung mit dem Gewände gezeichnet ist. Die Mittelwand ist im Eisen 1¼ Zoll stark, die Seitenwände wovon die gerade gegen das Innere der Hütte gewendet ist, werden nach und nach schwächer, und sind an den äussersten Enden nur ½ Zoll dick. Oben wo die Gewände auf dem Streifstein aufstehen, sind die 3 Seitenwände gleichsam durch eine Querwand verbunden, sie hat wie die Bodenplatte ¾ Zoll vorstehende Leisten, die genau in die innere Höhlung der Seitenwände hineinpassen, und ihnen eine feste Auflage gewähren. Die Seitenwände sind Fig. 5 in der inneren und äusseren Ansicht sammt Querdurchschnitt abgebildet, ihre ganze Höhe von den Streifsteinen an gerechnet ist 6 Fuss 10 Zoll. Die Löcher m″ sind für 6 Schraubenbolzen bestimmt, welche mit einem Ende vermauert, mit dem anderen aber durch diese Löcher durchgehen, und das Gewände an die Mauer befestigen. Mittelst der Löcher n″ werden am Gewände 2, am Streifstein 1 Kegel angeschraubt, an denen das Thor aufgehängt wird. Zu diesem Zwecke sind die Pratzen der Kegel tafelförmig erweitert, und jede mit 5 Löchern versehen, durch welche die Bolzen gesteckt, und an die Gewände angeschraubt werden. Die Kegel ragen in dem geradlinigten Eck bei o″ aus dem Gewände heraus, welches an diesem Ort mit durchgehenden Löchern versehen ist. Die drei 1 Zoll starken Querwände p″ verstärken die in der Mitte 1¼ Zoll, an dem Ende nur ½ Zoll starken Seitenwände des Gewändes. Ganz auf dieselbe Art ist das obere nach einem gedrückten Bogen gewölbte Tramstück hergestellt, welches sich überall platt an die Gewände anschliesst, und bloss dort wo es aufliegt, nach innen der Mauer mit der um 5 Zoll breiteren Boden-Platte in diese eingreift; es hat an seinem ganzen Umfang weiter keine andere Befestigung. Nöthigenfalls wenn besonders grosse Gusswaaren hergestellt würden, kann das eiserne Thürfutter herausgenommen werden; man schraubt nämlich die Schrauben m″ ab, hebt die Gewände hinaus und bricht die Mauer so weit als es nöthig ist ab, worauf dann wieder ohne viele Umstände das Thürfutter eingesetzt, und die Mauer bis an dasselbe angeschlossen werden kann.

Die **Dächer** ober dem Hochofengebäude sind nach dem Bedürfniss eingerichtet worden. Die Gusshütte hat wegen des vielen beim Abstich oder Abguss sich entwickelnden Dunstes, und der besonders im Sommer unerträglichen Hitze ein hohes Bohlendach, das inwendig mit Bretern verschalt, und mit einigen Oeffnungen zum Abzug des Dunstes (Fig. 3, Tab. 95) versehen ist. Gegen die Hochofenmauer schliesst sich das Bohlendach, wie Fig. 3, Tab. 97 zu sehen, mit einem deutschen Dach an. Die Seitenflügel haben ein gewöhnliches deutsches Dach, und unterhalb einen Sturzboden mit einer Rohrdecke. Der **Fussboden** ist überall natürliches Erdreich.

Die **Komunikazion** zwischen den höher und tiefer gelegenen Behältnissen wird durch zwei Stiegen erzielt, wovon sich auf jeder Seite der Hochöfen eine befindet. Fig. 2, Tab. 95 ist jene, welche links in dem Gebläseraum aufsteigt, angedeutet. Sie sind von Holz 3 Fuss breit, und sind in mehrere Arme abgetheilt, welche immer an Ruheplätzen aufhören und anfangen, und übrigens so ausgetheilt sind, dass man von jeden Ruheplatz der Zutritt zu irgend einem Behältniss, so wie auch zu den Abzüchten B Fig. 3 erhält. Zu dem

Bodenraum ober den Seitenflügeln gelangt man mittelst eines eisernen Corridors Fig. 3, Tab. 97, Fig. 3, Tab. 95 und einer in seiner Mitte angebrachten Thür.

§. 325.

Von den beiden, in den vorigen §§. beschriebenen Hochöfen führt jener zunächst dem Gebläse den Namen *Caroli-Ofen*, der zweite etwas entferntere heist *Amalien-Ofen*. Im Jahre 1819 wurde, wie wir schon Seite 432 bemerkten, der *Caroli-Ofen* zuerst angeblasen; es wurde nämlich am 26ten März 1819 auf die neue Zustellung mit 480 Tonnen Kohlen gefüllt, und am 28ten März der Ofen angeblasen.

Nachstehende Tabelle enthält nun den Ausweis über die erste Schmelz-*Campagne*, welche 53 Wochen im Ganzen dauerte.

Schmelzwoche. / Jahreswoche.	Zahl der		Beschickung		Roheisen-Erzeugung.		Zu 1 Ztnr. Roheisen wurde daher verwendet an		100 Pfund Erz gaben Roheisen	Anmerkung.
	Gichten	Abstiche	Erz	Kohlen	Böhm. Gewicht		Erz	Kohlen		
			Karren	Tonnen	Ztnr.	Pfund	Karren	Tonnen	Pfund	
$^{1}/_{13}$	130	1	$118\frac{4}{6}$	780	30	65	$3\frac{8}{9}$	$25\frac{1}{2}$	$12\frac{6}{7}$	
$^{2}/_{14}$	140	2	$193\frac{5}{6}$	840	119	110	$1\frac{2}{3}$	7	31	
$^{3}/_{15}$	146	8	233	876	199	55	$1\frac{1}{6}$	$4\frac{2}{5}$	$42\frac{4}{5}$	
$^{4}/_{16}$	149	8	$264\frac{2}{6}$	894	201	85	$1\frac{1}{3}$	$4\frac{3}{7}$	$38\frac{1}{6}$	
$^{5}/_{17}$	153	9	295	918	219	100	$1\frac{1}{3}$	$4\frac{1}{6}$	$37\frac{1}{4}$	
$^{6}/_{18}$	141	7	297	846	201	70	$1\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{5}$	34	
$^{7}/_{19}$	158	9	$368\frac{4}{6}$	948	252	115	$1\frac{1}{2}$	$3\frac{3}{4}$	$34\frac{1}{3}$	
$^{8}/_{20}$	158	6	$368\frac{4}{6}$	948	259	25	$1\frac{3}{7}$	$3\frac{2}{3}$	$35\frac{1}{6}$	
$^{9}/_{21}$	162	6	$370\frac{4}{6}$	972	234	115	$1\frac{4}{7}$	$4\frac{1}{7}$	$31\frac{2}{3}$	
$^{10}/_{22}$	171	7	$381\frac{1}{6}$	1026	267	90	$1\frac{3}{7}$	$3\frac{5}{6}$	$35\frac{1}{8}$	
$^{11}/_{23}$	168	6	364	1008	236	75	$1\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{4}$	$32\frac{1}{2}$	
$^{12}/_{24}$	165	3	330	990	204	25	$1\frac{3}{5}$	$4\frac{6}{7}$	31	Es wurde viel durch Ausschöpfung gegossen, mithin nicht so viel Abstiche gemacht.
$^{13}/_{25}$	178	5	$364\frac{4}{6}$	1068	239	65	$1\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{2}$	$32\frac{5}{6}$	
$^{14}/_{26}$	188	10	$391\frac{4}{6}$	1128	284	105	$1\frac{3}{8}$	4	$36\frac{3}{8}$	
$^{15}/_{27}$	182	11	$379\frac{1}{6}$	1092	259	30	$1\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{5}$	$34\frac{1}{5}$	
$^{16}/_{28}$	170	5	$346\frac{3}{6}$	1020	210	25	$1\frac{2}{3}$	$4\frac{6}{7}$	$30\frac{1}{3}$	
$^{17}/_{29}$	176	6	352	1056	234	75	$1\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{2}$	$33\frac{1}{3}$	
$^{18}/_{30}$	178	4	$360\frac{1}{6}$	1068	243	110	$1\frac{1}{2}$	$4\frac{3}{8}$	$33\frac{6}{7}$	
$^{19}/_{31}$	171	4	$338\frac{1}{6}$	1026	208	5	$1\frac{5}{8}$	5	$30\frac{3}{4}$	
$^{20}/_{32}$	177	6	354	1062	230	50	$1\frac{1}{2}$	$4\frac{3}{5}$	$32\frac{1}{2}$	
$^{21}/_{33}$	178	4	$360\frac{3}{6}$	1068	248	60	$1\frac{4}{9}$	$4\frac{2}{7}$	$34\frac{1}{2}$	
$^{22}/_{34}$	177	4	$356\frac{2}{6}$	1062	241	115	$1\frac{1}{2}$	$4\frac{2}{5}$	34	
Fürtrag	3616	131	$7188\frac{1}{6}$	21696	4930	10				

Schmelzwoche.	Zahl der		Beschickung		Roheisen Erzeugung		Zu 1 Ztnr. Roheisen wurde daher verwendet an		100 Pfund Erz gaben Roheisen	Anmerkung.
Jahreswoche.	Gichten	Abstiche	Erz	Kohlen	Böhm. Gewicht.		Erz	Kohlen		
			Karren	Tonnen	Ztnr.	Pfund	Karren	Tonnen	Pfund	
Uebertrag	3616	131	$7188^{1}/_{6}$	21696	4930	10				
$^{23}/_{35}$	190	7	$411^{4}/_{6}$	1140	303	90	$1^{1}/_{3}$	$3^{3}/_{4}$	$36^{8}/_{9}$	
$^{24}/_{36}$	173	3	$346^{4}/_{6}$	1038	225	100	$1^{1}/_{2}$	$4^{3}/_{5}$	$32^{4}/_{7}$	
$^{25}/_{37}$	184	6	$398^{4}/_{6}$	1104	288	105	$1^{3}/_{8}$	$3^{4}/_{5}$	$36^{2}/_{9}$	
$^{26}/_{38}$	195	7	$406^{1}/_{6}$	1170	287	85	$1^{2}/_{5}$	4	$35^{3}/_{7}$	
$^{27}/_{39}$	209	11	$435^{2}/_{6}$	1254	301	100	$1^{4}/_{9}$	$4^{1}/_{6}$	$34^{2}/_{3}$	
$^{28}/_{40}$	196	5	416	1176	257	85	$1^{3}/_{5}$	$4^{4}/_{7}$	31	
$^{29}/_{41}$	193	3	402	1158	294	5	$1^{3}/_{8}$	4	$36^{4}/_{7}$	
$^{30}/_{42}$	178	4	$383^{4}/_{6}$	1068	274	40	$1^{2}/_{5}$	$3^{8}/_{9}$	$35^{3}/_{4}$	
$^{31}/_{43}$	170	6	$364^{1}/_{6}$	1020	243	75	$1^{1}/_{2}$	$4^{1}/_{5}$	$33^{4}/_{9}$	
$^{32}/_{44}$	188	8	$407^{2}/_{6}$	1128	252	115	$1^{3}/_{5}$	$4^{1}/_{2}$	31	
$^{33}/_{45}$	189	13	$400^{2}/_{6}$	1134	275	10	$1^{1}/_{2}$	$4^{1}/_{8}$	$34^{1}/_{3}$	
$^{34}/_{46}$	186	4	374	1116	282	90	$1^{1}/_{3}$	4	$37^{4}/_{5}$	
$^{35}/_{47}$	177	11	375	1062	253	60	$1^{1}/_{2}$	$4^{1}/_{5}$	$33^{4}/_{5}$	
$^{36}/_{48}$	182	10	$394^{3}/_{6}$	1092	291	50	$1^{1}/_{3}$	$3^{3}/_{4}$	37	
$^{37}/_{49}$	179	10	$392^{3}/_{6}$	1074	269	20	$1^{1}/_{2}$	4	$34^{2}/_{7}$	
$^{38}/_{50}$	184	9	$405^{1}/_{6}$	1104	297	40	$1^{1}/_{3}$	$3^{5}/_{7}$	$36^{2}/_{3}$	
$^{39}/_{51}$	183	8	$396^{3}/_{6}$	1098	277	75	$1^{3}/_{7}$	4	35	
$^{40}/_{52}$	196	8	$424^{4}/_{6}$	1176	310	105	$1^{3}/_{8}$	$3^{7}/_{9}$	$36^{3}/_{5}$	
$^{41}/_{1}$	215	15	$450^{4}/_{6}$	1290	332	105	$1^{1}/_{3}$	$3^{7}/_{8}$	37	
$^{42}/_{2}$	233	18	491	1398	345	85	$1^{3}/_{7}$	4	$35^{1}/_{5}$	
$^{43}/_{3}$	181	12	401	1086	271	50	$1^{1}/_{2}$	4	$33^{5}/_{6}$	
$^{44}/_{4}$	203	8	$430^{2}/_{6}$	1218	283	95	$1^{1}/_{2}$	$4^{2}/_{7}$	33	
$^{45}/_{5}$	183	12	372	1098	253	85	$1^{1}/_{2}$	$4^{1}/_{3}$	$34^{1}/_{9}$	
$^{46}/_{6}$	186	11	372	1128	265	40	$1^{2}/_{5}$	$4^{1}/_{4}$	$35^{2}/_{3}$	
$^{47}/_{7}$	190	12	380	1140	265	25	$1^{3}/_{7}$	$4^{2}/_{7}$	$34^{8}/_{9}$	
$^{48}/_{8}$	180	10	$355^{5}/_{6}$	1080	246	5	$1^{4}/_{9}$	$4^{2}/_{5}$	$34^{4}/_{7}$	
$^{49}/_{9}$	196	6	$375^{4}/_{6}$	1174	247	95	$1^{1}/_{2}$	$4^{3}/_{4}$	33	
$^{50}/_{10}$	183	8	$350^{1}/_{6}$	1098	250	65	$1^{2}/_{5}$	$4^{3}/_{8}$	$35^{7}/_{9}$	
$^{51}/_{11}$	173	5	$331^{4}/_{6}$	1038	236	25	$1^{2}/_{5}$	$4^{2}/_{5}$	$35^{3}/_{5}$	
$^{52}/_{12}$	174	6	$333^{4}/_{6}$	1044	230	100	$1^{4}/_{9}$	$4^{1}/_{2}$	$34^{3}/_{5}$	
$^{53}/_{13}$	135		$263^{2}/_{6}$	810	246	20	1	$3^{2}/_{7}$	$46^{3}/_{4}$	An diesem Tage wurde der Ofen ausgeblasen.
Summa	9400	387	$19229^{5}/_{6}$	56410	13394	15				

Während dem Gange dieses Hochofens wurden bei jeder Gicht 6 Tonnen Kohlen aufgegeben, und es änderte sich bloss die Menge des Erzes, wie aus dem vorstehenden Ausweise ersichtlich ist. Die Tonne Kohlen enthält ziemlich genau 4 N. Oe. Kubikfuss. Ein Karren Erz hält 6 Mülterle, welche bei den Gichten mit den Kohlen aufgegeben werden; jedes Mülterle enthält 40 böhm. Pfunde, den Zentner zu 120 böhm. Pfund, welche 110 N. Oe. Pfund geben.

Bei jedem Abstich werden ungefähr 15 Zentner Gänze (Roheisen) erzeugt. Wenn jedoch das Eisen zum Feingusse verwendet wird, so ist die Anzahl der Zentner, welche in der Rechnung erscheinen, geringer, weil alle Abfälle und Eingüsse, die wochentlich beiläufig 6 Zentner betragen, nach der hiesigen Einrichtung den Hochofenarbeitern zufallen.

Aus dieser Tabelle sehen wir, dass während der ganzen *Campagne* $19229\frac{5}{6}$ Karren Erz und 56410 Tonnen Holzkohlen aufgegeben, dagegen 13394 Zentner und 15 Pfund Roheisen erzeugt wurden. Da ein Karren Erz $6 \cdot \frac{1}{3} \cdot 110 = 220$ N. Oe. Pfund wiegt, und eine Tonne Kohlen 4 N. Oe. Kubikfuss enthält, so folgt, dass zur Schmelzung von einem N. Oe. Zentner Roheisen $15{,}3$ N. Oe. Kubikfuss Holzkohlen und 287 N. Oe. Pfund Erz erfordert wurden; hiernach ergibt sich der Gehalt der Erze mit 35 Prozent.

§. 326.

Sämmtliche auf der Herrschaft *Pürglitz* befindliche drey Hochöfen erzeugen jährlich über 40000 Zentner Guss- und Roheisen, nämlich 12000 Zentner Gusswaare und über 28000 Zentner Roheisen für die Hämmer.

Bei der im Jahre 1833 vorgenommenen landrechtlichen Schätzung der Eisenwerke wurden folgende, nach den Rechnungen vollkommen sicher gestellte Anhaltspunkte angenommen:

1. In *Neujoachimsthal* werden zur Erzeugung von 1 Zentner Roheisen $1\frac{4}{10}$ Karren oder 308 N. Oe. Pfund Erz, dann $4\frac{6}{10}$ Tonnen oder $18\frac{4}{10}$ Kubikfuss Kohlen erfordert, wozu aber noch an passirter Lösche oder Kohleneinrieb 8 Prozent hinzu zuschlagen sind. Für jeden Zentner grösserer Gusswaaren kommt noch $\frac{1}{5}$ Tonne, und für jeden Zentner feiner Gusswaare 11 Tonnen Kohlen zuzurechnen.

2. Bei dem Hochofen in *Neuhütten* werden zu jedem Zentner erzeugten Roheisen $1\frac{5}{10}$ Karren oder 330 N. Oe. Pfund Erz, dann $5\frac{5}{10}$ Tonnen oder 22 Kubikfuss Holzkohlen erfordert; bei den letztern ist noch die Lösche mit 8 Prozent zuzurechnen. Zur Erzeugung eines Zentners Zaineisen werden in *Neu*- und *Althütten* $1\frac{1}{3}$ Tonne Kohlen erfordert; zur Erzeugung von einem Zentner Schmiedeisen werden $7\frac{2}{10}$ Tonnen Kohlen und zur Erzeugung von einem Zentner Zeugwaare werden 12 Tonnen Kohlen benöthigt.

3. In dem Hammerwerke zu *Rostok* werden zur Erzeugung eines Zentner Schmiedeisen $7\frac{3}{10}$ Tonnen Kohlen und zur Erzeugung von 1 Zentner Zaineisen $1\frac{4}{10}$ Tonnen Kohlen erfordert.

Der ganze Kohlenbedarf bei sämmtlichen Werken beläuft sich also jährlich beiläufig auf 400000 Tonnen, und da eine Klafter $2\frac{1}{2}$ schuhiges Holz 10 Tonnen Kohlen liefert, so werden jährlich gegen 40000 Klafter $2\frac{1}{2}$ schuhiges Holz erfordert.

4. Die Gewinnungskosten eines Karren Eisenerz, welcher 220 N. Oe. Pfund wiegt, kommt auf $14\frac{1}{5}$ Kreuzer Conv. Münze zu stehen.

5. Die Erzeugung einer Tonne Holzkohlen zu 4 Kubikfuss kostet im Walde 12 Kreuzer Conv. Münze.

6. Ein Zentner Roheisen kommt zu *Neujoachimsthal* auf 2 Gulden $4\frac{1}{2}$ Kreuzer Conv. Münze und in *Neuhütten* auf 2 Gulden $34\frac{7}{10}$ Kreuzer Conv. Münze zu stehen.

§. 327.

Zu den grössten Eisenwerke, welche sich in den österreichischen Staaten befinden, gehört auch jenes zu *Maria-Zell* in Steiermark. Es ist ein Eigenthum der Staatsverwaltung, und es werden daselbst alle Arten Gusswaaren und Maschinentheile, sie mögen noch so gross, oder schwierig seyn, erzeugt. Zu dem Werke gehören sehr bedeutende Dreh- und Bohrwerkstätte, so wie alle andern zum Maschinenbau erforderlichen Lokalitäten; alle Jahre werden 24000 Zentner und mehr Gusswaaren erzeugt. Wie bedeutend diese Anstalten sind, erhellet auch daraus, weil im Jahre 1832 neben Bestreitung aller übrigen Bestellungen noch 400 gusseiserne Kanonen zu den Befestigungsthürmen bei *Linz* gegossen, gebohrt, abgedreht, und ganz vollendet abgeliefert wurden.

Sämmtliches Eisen, welches in diesem grossen Gusswerke verwendet wird, liefern drei Hochöfen, welche zu gleicher Zeit mit einander betrieben werden; diese Oefen erhalten den zur Schmelzung erforderlichen Wind aus gusseisernen Zylindergebläsen. Das erste Gebläse, im Jahre 1828 erbaut, besteht aus 6 Zylindern, deren je drei neben einander stehen und durch ein oberschlächtiges Rad betrieben werden; jedes Rad hat 14 Fuss im äussern Durchmesser, 4 Fuss Breite und 10 Zoll Tiefe, beides im Lichten gemessen. Das Gefälle des Wassers beträgt bei dem ersten Rade nur 13 Fuss, wesshalb das Wasser seitwärts in den Umfang des Rades einfällt. Die Zellen werden durch einfache gerade Schaufeln gebildet, demnach wird auch die Wasserkraft bei weitem nicht vortheilhaft verwendet. Jedes Rad machte am 4. November 1832, als ich das Gusswerk zum leztenmale besuchte, $12\frac{1}{2}$ Umdrehungen in der Minute. An der Welle jedes Wasserrades steckt ein Stirnrad mit 10 Zähnen, und diess greift in ein Vorgelege mit 36 Zähnen, an dessen Welle drei exzentrische Räder stecken, welche die Kolbenstangen der drei Zylinder bloss zurückführen, während der Hub derselben durch einige Zähne bewirkt wird, die am halben Umfange der Vorgelegswelle angebracht sind, und in die Zähne der vertikal aufsteigenden Kolbenstange eingreifen. Jede Kolbenstange macht daher in einer Minute $\frac{12{,}5 \cdot 10}{36} = 3{,}47$ Gänge sowohl hinauf als hinab. Da ein gusseiserner Zylinder 4 Fuss 6 Zoll Kolbenhub und 5 Fuss Durchmesser im Lichten hat, so beträgt sein kubischer Inhalt $\frac{3{,}1416 \cdot 5^2 \cdot 4{,}5}{4} = 88{,}36$ Kubikfuss. Wird diess mit 3,47 Gängen und noch mit 3 multiplizirt, so ist der kubische Inhalt der atmosphärischen Luft, welche von den ersten drei Zylindern in einer Minute angesaugt wird $88{,}36 \cdot 3{,}47 \cdot 3 = 920$ Kubikfuss.

Das zweite Wasserrad, welches die Kolben der drei andern Zylinder betreibt, ist von gleicher Bauart, es machte aber damals $13\frac{1}{2}$ Umdrehungen in der Minute. Da die Anzahl der Zähne des Räderwerkes und die Grösse der Zylinder gleich ist, so beträgt die Luftmasse, welche von den zweiten drei Zylindern in einer Minute angesaugt wird $88{,}36 \cdot \frac{13{,}5 \cdot 10}{36} \cdot 3 = 994$

Kubikfuss. Alle 6 Zylinder saugen daher in der Minute 1914 Kubikfuss atmosphärische Luft an.

Diese Luft wird mittelst 10 zölliger krummer Röhren in eine Hauptleitungsröhre von 3 Fuss Durchmesser geführt, und geht von dort, in einer gleichfalls gusseisernen Röhrenleitung bis zu den Hochöfen. Die Länge, welche der Wind von dem Gebläse aus bis zu dem ersten Hochofen in dieser Röhrenleitung zurückzulegen hat, beträgt 140 Fuss und die Brechungswinkel zusammengenommen 790 Grad, der Durchmesser der Röhrenleitung misst in ihrer grössten Länge 18 Zoll. Für den zweiten Hochofen muss der Wind eine Länge von 182 Fuss der Röhrenleitung und wieder 790 Grad Brechungswinkel beschreiben; endlich beträgt die Länge der Windleitung für den dritten Ofen 185 Fuss und die Summe der Brechungswinkel 880 Grad; der Durchmesser beträgt in der längsten Strecke dieser Röhrenleitungen ebenfalls 18 Zoll.

An dem Hauptleitungsrohre, in welches die 6 Zylinder die Luft ausblasen, ist ein umgebogenes, mit Quecksilber gefülltes Schenkelrohr von Glas angebracht. Die Quecksilbersäule zeigte hier am 4. November nur 22 N. Oe. Linien, zwei Tage später aber 26 Linien. Die Kompression der ausströmenden Luft gleicht also einer Quecksilbersäule von 2 Zoll im Mittel oder einer Wassersäule von $2 \,.\, 13{,}6 = 27{,}2$ N. Oe. Zoll.

Nach Erbauung des Gebläses und nach Anlassung der Hochöfen, zeigte sich, dass der Wind für alle drei Oefen nicht hinreichend war. Man wollte die Ursache hievon in den Widerständen finden, welche die Luft in einer Leitung von 140 bis 185 Fuss Länge auf ähnliche Art erfährt, wie diess bei der Fortführung des Wassers in Röhren der Fall ist. Wir werden jedoch in den folgenden §§. sehen, dass dieser Widerstand bei einer so bedeutenden Länge allerdings bedeutend ist, dass man ihn aber möglichst vermindert, wenn der Durchmesser der Leitungsröhren hinreichend gross, z. B. wie hier mit 18 Zoll angenommen wird. Ausserdem entsteht bei jeder solchen, aus vielen Theilen zusammengefügten Windleitung ein Verlust durch die in den Fugen entweichende Luft, indem es äusserst schwierig ist, vorzüglich wenn die Windleitung auch streckenweise unter der Erde gelegt ist, einen vollkommen luftdichten Schluss zu bewirken.

Man war sonach genöthigt, im Jahre 1830 ein drittes Gebläse mit drei Zylindern zuzubauen. Jeder Zylinder hat 40 Zoll Durchmesser im Lichten und 3 Fuss 3 Zoll Kolbenhub, demnach $\frac{3{,}1416}{4} \cdot \left(\frac{10}{3}\right)^2 \cdot \frac{39}{12} = 28{,}36$ Kubikfuss Inhalt. Das oberschlächtige Wasserrad, welches die drei Zylinder betreibt, hat 11 Fuss zum äussern Durchmesser und 3½ Fuss Breite im Lichten. Nach meiner Beobachtung machte es 28½ Umdrehungen in zwei Minuten; an seiner Welle ist ein Rad mit 18 Zähnen und an der Welle ein Vorgelege mit 42 Zähnen angebracht; demnach saugen alle drei Zylinder in einer Minute $14{,}25 \cdot \frac{18}{42} \cdot 28{,}36 \,.\, 3 = 520$ Kubikfuss atmosphärische Luft an, und für alle 9 Zylinder, welche den Wind den drei Hochöfen zuführen, beträgt die in einer Minute angesaugte atmosphärische Luft $920 + 994 + 520 = 2434$ Kubikfuss.

Von dieser Luftmenge käme nun der Windverlust bei Kolben und Ventilen, dann in den Zusammenfügungen des Gebläses und der ganzen Windleitung abzuziehen. Hierüber kann jedoch keine bestimmte Angabe gemacht werden; und so lässt sich bei diesem, wie bei den meisten andern Gebläsen der Wind nur nach dem kubischen Inhalte oder der Kapazität des Kolbenhubes berechnen.

§. 328.

Fig. 10. Tab. 94.

Die Kolben der Zylinder des *Maria-Zeller* Gebläses bestehen aus zwei weichen Breterlagen, die winkelrecht auf einander gelegt und mit Nägeln fest verbunden sind. Die Stärke beider Lagen beträgt ab = 3 Zoll, der Durchmesser oo = 4 Fuss 11½ Zoll, demnach der Abstand zu jeder Seite o = ¼ Zoll. In dem Umfange dieses hölzernen Kolbens wurde ringsherum eine Höhlung m von 1 Zoll Tiefe und 1 Zoll Höhe ausgedreht, in welche ein Haarseil zur Bewirkung des genauen Schlusses eingelegt wurde. Zu dem Haarseile werden ⅔ Pferdehaare und ⅓ Hanf genommen, und trocken, nur schwach zusammen gedreht. Oben ist am Umfange des hölzernen Kolbens auf rt = 2 Zoll Weite ein ½ Zoll = r tiefer Einschnitt ausgedreht, worin ein lindes, eigends hiezu bereitetes Rindsleder rts von 1½ Linie Stärke angenagelt wird, das sich st = 1 Zoll hoch an die Wand des Zylinders anlegt. Dieses Anlegen wird aber nur bei dem Hinaufgehen des Kolbens Statt finden, indem in diesem Falle die komprimirte Luft das Leder an die Wand andrückt und so einen genauen Schluss bewirkt. Geht aber der Kolben herab, so schliesst das Leder auch nicht mehr so genau an.

Die Reibung, welche bei der Bewegung dieser Kolben entsteht, ist äusserst unbedeutend. Ich habe hierüber am 7. November 1832 in Gegenwart des *Maria-Zeller* k. k. Herrn Oberverwesers *Hippmann* folgenden Versuch gemacht: Neben das Gebläse, welches man für eine kurze Zeit ausser Betrieb setzte, wurde eine grosse Schnellwage aufgestellt, und die Kolbenstange als Last angehängt, während an dem längern Arme der Wage das Laufgewicht so lange verschoben wurde, bis es das Uebergewicht erhielt, oder bis die Kolbenstange hinauf zu gehen anfing. Das Laufgewicht blieb an der Skale bei 1495 Pfund stehen, welches also nebst dem eigenen Gewichte des Kolbens und der Kolbenstange auch noch die Reibung der Kolbenliederung ausdrückt. Hierauf wurde die Schnellwage umgewendet und das Gewicht gesucht, welches die herabgehende Kolbenstange, während sie zugleich die Reibung überwältigt, zu heben vermag. Dieses Gewicht war 1475 Pfund. Der Unterschied beider Gewichte beträgt 20 Pfund, folglich ist, da in jedem Fall die Reibung sich äussert, die einfache Kolbenreibung = ½ · 20 = 10 Pfund.

Diess darf jedoch keineswegs als die Kolbenreibung während dem Gange des Gebläses angesehen werden, weil während der Dauer des Versuches die im Gebläse eingeschlossene Luft grossentheils entwichen, und nur gewöhnliche atmosphärische Luft übrig geblieben war; es trat also auch nicht jener Druck der komprimirten Luft auf die Liederung ein, wovon im vorigen §. gesprochen wurde. Jedenfalls zeigt aber der Versuch, dass die Reibung eines solchen Kolbens nur unbedeutend sey.

Die Ausbringung der *Maria-Zeller* Hochöfen ergibt sich aus nachstehender Tabelle, welche die Resultate der Eisenschmelzung vom Jahre 1831 enthält. Die Erze, welche hier meistens verwendet werden, sind geröstete, abgewitterte Spatheisensteine (sogenannte Weiserze), die 36 bis 38 Prozent Eisen enthalten. Nebstbei werden in weit geringerer Quantität natürlich verwitterte Spatheisensteine (sogenannte Braunerze), die 30 bis 32 Prozent enthalten, endlich *Rothsohler* eisenschüssiger Kalkstein, der 10 bis 20 Prozent Eisen enthält, aufgegeben. Als Flussmittel wird Grauwackenschiefer beigesetzt. Die Holzkohlen, womit hier geschmolzen wird, sind ¾ weiche und ¼ harte oder Buchen-Kohlen.

Jahresquartal.	Es wurden bei allen drei Hochöfen aufgegeben:					Erzeugung an Roheisen.	
	Weiserze oder geröstete, abgewitterte Spatheisensteine.	Braunerze oder natürlich verwitterte Spatheisensteine.	*Rothsohler* eisenschüssiger Kalkstein.	Grauwakenschiefer.	Holzkohlen $^3/_4$ weiche $^1/_4$ harte.		
	Zentner	Zentner	Zentner	Zentner	*Vord.* Fass	Zentner	Pfund
I. Quartal	25710	1790	3785	2000	39816	6869	28
II. „	18656	1122	2828	1689	26320	8340	36
III. „	11274	704	1755	1055	28231	5712	25
IV. „	12618	793	1969	1180	34193	5166	81
Zusammen	68258	4409	10337	5924	128560	26088	70

Da ein *Vordernberger* Fass Kohlen $7{,}_{7884}$ N. Oe. Kubikfuss enthält, und 57 bis 60 N. Oe. ℔ wiegt, so folgt, dass 1 Zentner Roheisen zu seiner Schmelzung $4{,}_{928}$ Fass oder $38{,}_{38}$ Kubikfuss oder $288{,}_3$ ℔ Holzkohlen bedarf. Nimmt man an, dass nach unserer obigen Berechnung 2434 Kubikfuss atmosphärische Luft in der Minute für alle drei Oefen von den Gebläsen angesaugt werden, so gäbe diess ein Luftquantum von 24 . 60 . 2434 Kubikfuss täglich, wogegen die tägliche Erzeugung aller drei Oefen $\frac{26088{,}_7}{365} = 71{,}_{48}$ Zentner Roheisen beträgt. Hiernach würde zur Schmelzung eines Zentners Eisen ein Luftquantum von $\frac{24 \,.\, 60 \,.\, 2434}{71{,}_{48}} =$ 49034 Kubikfuss atmosphärischer Luft erfordert, wobei aber, wie wir schon erinnerten, der Verlust an Wind noch nicht berücksichtigt ist. In einem Tage werden $\frac{128560 \,.\, 58{,}_5}{365} = 20605$ ℔ Holzkohlen von der obigen angesaugten Luftmenge 24 . 60 . 2434 Kubikfuss verbrannt; sonach fordert die Verbrennung von 100 ℔ Holzkohlen ein Quantum von 17010 Kubikfuss atmosphärischer Luft, welche zu $^1/_{14}$ ℔ das Gewicht von 1215 ℔ geben. Würde der Verlust mit $^1/_4$ in Rechnung genommen, so gäbe diess beiläufig 900 ℔ Luft für die Verbrennung von 100 ℔ Kohlen.

§. 329.

Zu den Hochöfen in den österreichischen Staaten, welche ein sehr bedeutendes Quantum an Roheisen oder Flossen erzeugen, gehören unstreitig jene der k. k. Hauptgewerkschaft in Steiermark. Im Jahre 1832 waren 2 solche Flossöfen in *Eisenerz*, und ein dritter in *Hieflau* im Betriebe. Das Gebläse des Hochofens zu *Hieflau* bestand aus 8 Kästen, wovon 4 auf einer, und 4 auf der andern Seite des Ofens aufgestellt, und durch exzentrische Räder nach ähnlicher Konstrukzion wie in *Neujoachimsthal* betrieben wurden. Die Leithebel sind hiebei von Holz, die Rollen oder Laufräder ebenfalls von Holz und mit Eisen beschlagen, doch gleiten selbe oft von den exzentrischen Rädern herab, ungeachtet sie 5 Zoll Breite haben. Aus dieser Ursache wurden bei den Gebläsen in *Eisenerz* einfache Kurbeln vorgezogen, um die Bewegung der Kolbenstange zu bewirken. Man glaubt hier, dass die letztern Gebläse den Vortheil gewähren, dass die schwere Kolbenstange sammt Kolben beständig auf- und abgeht, demnach der Widerstand, welcher aus der Trägheit entsteht, nicht so gross sey, als bei einer andern Konstrukzion, wo der Kolben in seinem höchsten und niedrigsten Stande einige Zeit ruhig bleibt, und daher seine Trägheit immer erst überwunden werden muss.

Ein jeder Gebläsekasten in *Hieflau* ist 5 Fuss lang, 5 Fuss breit und der Kolbenhub beträgt $3^{1}/_{2}$ Fuss; demnach die angesaugte Luftmenge $5 . 5 . 3{,}_5 = 87{,}_5$ Kubikfuss. Am 15. November 1832, wo ich den Flossofen zum letzten Male besichtigte, erfolgten bei diesem Gebläse 6 Hübe in einer Minute, und da 8 Kästen vorhanden sind, so ist die in einer Minute angesaugte Luftmenge $87{,}_5 . 6 . 8 = 4200$ Kubikfuss. Diese Luftmenge geht nach Abzug des Verlustes bei Kolben, Ventilen und in der Windleitung auch in den Ofen. Der in *Hieflau* an dem Gebläse angebrachte Luftmesser zeigte einen Druck von 18 Zoll Wassersäule. Jedes Gebläse, welches aus 4 Kästen besteht, bläst den Wind durch zwei Düsen von $1^{1}/_{2}$ Zoll Durchmesser in die Form und den Flossofen; diese Düsen liegen neben einander.

Fig. 11. Tab. 94.

Um mehr oder weniger Wind, je nachdem der Schmelzgang es erfordert, in den Ofen, den übrigen Wind aber in das Freie ausströmen zu lassen dient folgende Vorrichtung. Ueber dem Boden **AB** des gemeinschaftlichen Luftleitungsrohres ist luftdicht ein hölzernes Kastel **abcd** angebracht, welches **ef** = 6 Zoll breit, und **fg** = 18 Zoll lang ist. Aus einer 3 Zoll im Quadrat haltenden Oeffnung **C** strömt der Wind beständig in dieses Kastel, in welchem an den Lederstreifen **oo** ein beweglicher, mit Seitenrändern versehener Deckel **op** angebracht ist. Der Umfang dieser Deckelränder ist mit einem weichen Lederstreifen, der nach innen herabgeht, benagelt, so dass durch den Druck der Luft eine sehr genaue Liederung bewirkt wird. Nach Massgabe der grössern oder kleinern Windmenge, die man durch die Oeffnung **pd** in das Freie ausströmen lassen will, wird nun ein kleineres oder grösseres Gewicht **D** auf diesen beweglichen Deckel gelegt. Somit wird dieser Deckel von dem durch die Oeffnung **C** in das Kastel einströmenden Wind gehoben, von dem Gewichte **D** aber herabgedrückt, und es strömt durch die Oeffnung **pd** gerade jene Windmenge aus, welche man für den Gang des Hochofens nicht mehr bedarf.

Fig. 12.

Noch ist zu bemerken, dass bei allen hierortigen Gebläsen die Ventile **ab** durch angeschraubte eiserne Gegengewichte **e**, mittelst des bei **d** aufruhenden Eisenstängelchens **ce** equilibrirt werden, so dass sie von der Luft, sowohl beim Ansaugen als Herausdrücken sehr leicht gehoben werden.

Jeder Flossofen der k. k. Hauptgewerkschaft hat 36 Fuss Höhe und liefert in einem ganzen Jahre oder während 52 Wochen 60000, ja auch bis 70000 Zentner Flossen. Nachstehender Ausweis enthält die Schmelzresultate der zwei im Militärjahre 1832 zu *Eisenerz* betriebenen Hochöfen, und zwar gibt die erste horizontale Reihe die Schmelzresultate des *Kaiser Franz*-Hochofens, und die zweite horizontale Reihe jene des *Wrbna* Hochofens an. Die dritte horizontale Reihe gibt die Summe der Verwendung und Erzeugung beider Hochöfen.

Verwendung an							Erzeugung an					Hievon das eingeschmolzene Wascheisen		Verbleibt mithin wirkliche Erzeugung		Der Zt. Erz und Schlaken gab an Roheisen.	Kommt auf 1 Zt. Roheisen incl. 8% Pahrneinriebs ein Kohlenaufwand von
Eisensteinen		Schlaken		Wascheisen		Gichten-Kohl	Flossen	Wascheisen		Zusammen							
Zt.	℔	Zt.	℔	Zt.	℔	Fass	Zt.	Zt.	℔	Zt.	℔	Zt.	℔	Zt.	℔	℔	Fass
151689	50	—	—	2487	—	72247	58730	2936	50	61666	50	2487	—	59179	50	39,0	1,221
144155	80	9890	15	1841	32	77788	57656	2882	80	60538	80	1841	32	58697	48	38,1	1,325
295845	30	9890	15	4328	32	150035	116386	5819	30	122205	30	4328	32	117876	98		

Werden diese Resultate mit jenen der *Maria-Zeller* Hochöfen verglichen, so zeigt sich sowohl ein anderes Verhältniss des Kohlenbedarfes zu Erzeugung von einem Zentner Roheisen, als auch des erforderlichen Windquantums zur Verbrennung der Kohlen. Die Ursache hiervon liegt lediglich in der Beschaffenheit der Erze, dann auch in der Konstrukzion der Hochöfen und der Gebläse.

§. 330.

In dem Handbuche der Eisenhüttenkunde von Herrn geheimen Oberbergrathe *Karsten* finden sich mehrere Erfahrungen über das Windquantum angeführt, welches zur Schmelzung von Eisen erfordert wird. Wir verweisen daher unsere Leser auf jenes Werk, worin dieser Gegenstand, so wie alles andere, was die Eisenhüttenkunde betrifft, umständlich behandelt ist.

Herr Egen führt in seinen: Untersuchungen über den Effekt einiger in Rheinland-Westphalen bestehenden Wasserwerke, *Berlin* 1831, Seite 99 folgende Erfahrungsresultate an: „Man rechnet für einen gut konstruirten Hochofen, der mit guten „Holzkohlen geheitzt wird, und wochentlich 40000 Pfund Roheisen liefert, ein Wind„quantum von 800 bis 1000 Kubikfuss pro Minute, bei einer Geschwindigkeit, welche „etwa 0,13 bis 0,16 Fuss Quecksilberhöhe entspricht. Dazu ist ein reines Kraftmoment von „1500 bis 2300, also von 3 bis 5 Pferden erforderlich. Kleinere Hochöfen verbrauchen „nur gegen 500 Kubikfuss Wind, welches einem Momente von etwa 900, oder von 2 Pfer„den entspricht. Koaks-und Hochöfen, welche wochentlich gegen 40000 Pfund Ei„sen liefern, verbrauchen gegen 1200 Kubikfuss Wind mit einer Pressung von 0,3 Fuss. „Diess entspricht einem reinen Moment von etwa 4800 oder 9,4 Pferden. Jedes Frisch„feuer verbraucht durchschnittlich in der Minute 180 Kubikfuss Wind, unter einem mitt„lern Druck von höchstens 0,16 Fuss. Diess macht ein Kraftmoment von 404, oder von „0,8 Pferden aus. Jedes Rohstahl- und Wärmfeuer erfordert kaum ⅔ von diesem „Windquantum, wozu ein Moment von 270 oder von 0,5 Pferden gehört. Man ersieht „aus diesen Rechnungen, dass es nur bei Hochöfen darauf ankommen kann, die eigentli„chen Gebläse so einzurichten, dass sie möglichst wenig Kraft verschwenden. Bei Ham„merwerken hat diese Berücksichtigung viel weniger Wichtigkeit.“

Diese Erfahrungen können aber nur als beiläufige Anhaltspunkte dienen, indem die Beschaffenheit der Erze und der beigesetzten Flussmittel, die Höhe und übrige Bauart der Hochöfen, endlich die Konstrukzion der Gebläse zu berücksichtigen sind. Bei den letztern kommt es vorzüglich auf den Windverlust bei Kolben, Ventilen, und in der ganzen Windleitung an. Herr Egen bemerkt Seite 98 seines Werkes, dass dieser Verlust leicht 40 und 50 Prozent betragen könne. Der praktische Hüttenmann muss in jedem besondern Falle dem Mechaniker sowohl das Windquantum angeben, welches ein Hochofen, ein Frischfeuer etc. in der Minute bedarf, als auch die Höhe der Wasser- oder Quecksilbersäule, welche der komprimirten Luft im Windmesser das Gleichgewicht hält. Hiernach muss der Entwurf für den Bau des Gebläses gemacht werden, wie in den nachstehenden §§. gezeigt wird.

§. 331.

Nachdem wir in den vorhergehenden §§. die Konstrukzion der vorzüglichsten Gebläse kennen gelernt haben, kommen wir nun zu dem theoretischen Theile dieses Gegenstandes. Dieser beruht auf den Gesetzen des Druckes und der Bewegung elastischer Flüssigkeiten.

Der einfachste Fall, welcher hier zu betrachten ist, findet dann Statt, wenn irgend eine Luft z. B. die atmosphärische durch die Oeffnung f in einen luftleeren Raum strömt. Es sey das Gewicht eines Kubikfusses dieser atmosphärischen Luft $= 1$, die Barometerhöhe $= h$ und das Gewicht eines Kubikfusses Quecksilber $= q$. Bezeichnet noch a die Höhe einer Wassersäule von gleichem Gewichte, wie die Quecksilbersäule und H die Höhe einer eben so schweren Luftsäule, so ist $h \cdot q = a \cdot 56{,}4 = H \cdot 1$, woraus $H = \frac{a \cdot 56{,}4}{1} = \frac{h \cdot q}{1}$. Nun ist nach Seite 115, II. Band das Verhältniss des Gewichtes der atmosphärischen Luft zum Gewichte des Quecksilbers bei 0 Grad Wärme und 28 paris. Zoll Barometerhöhe, oder $\frac{1}{q} = \frac{0{,}983}{10000 + \frac{1}{2}x}$. Da nun 28 paris. Zoll $= 1{,}0276 \cdot 28$ N. Oe. Zoll, so ergibt sich die Höhe der Luftsäule bei 0 Grad Temperatur und 28 paris. Zoll Barometerstand an der Meeresfläche, wo $x = 0$ ist, mit $\frac{1{,}0276 \cdot 28 \cdot 10000}{12 \cdot 0{,}983}$; sonach ist die Geschwindigkeit, womit diese Luft in einen luftleeren Raum strömt

$$2\sqrt{15{,}5 \cdot \frac{1{,}0276 \cdot 28 \cdot 10000}{12 \cdot 0{,}983}} = 1230 \text{ Fuss.}$$

Nach Verlauf einer Zeit t sey das Gewicht eines Kubikfusses der Luft, welche in den luftleeren Raum einströmt $= \lambda$, so ist die zugehörige Barometerhöhe $= \frac{h \cdot \lambda}{1}$. Wird nun diese wieder in eine Luftsäule von dem Gewichte λ verwandelt, so ist $\frac{h \cdot \lambda}{1} \cdot q = H' \cdot \lambda$, hieraus folgt $H' = \frac{h \cdot q}{1}$; es findet also wieder dieselbe Druckhöhe, wie im ersten Fall, folglich auch dieselbe Geschwindigkeit Statt; hieraus folgt, dass die in einem Gefässe eingeschlossene Luft bei jeder Dichtigkeit und jeder Temperatur mit gleicher Geschwindigkeit in einen luftleeren Raum überströmen werde, und zwar wird diese Geschwindigkeit an der Oberfläche des Meeres 1230 N. Oe. Fuss betragen. Die Zeit in welcher eine bestimmte Luftmenge aus einem Gefässe in den luftleeren Raum strömt, erscheint hier unter dem Texte *) nach der höheren Analysis berechnet.

§. 332.

Wenn die Luft in einem Gefässe zusammengedrückt ist und in die Atmosphäre ausfliesst, findet eine ähnliche Rechnung Statt. Es sey das Gewicht eines Kubikfusses der äussern atmosphärischen Luft $= 1$ und der innern verdichteten Luft $= \lambda$, die Barometerhöhe als Quecksilbersäule für die atmosphärische Luft $= h$ und jene für die gepresste Luft $= h'$. Da sich die Gewichte eines Kubikfusses Luft wie die Barometerhöhen verhalten, so ist $h : h' = 1 : \lambda$ und $h' = h \cdot \frac{\lambda}{1}$; sonach ist die Druckhöhe der verdichteten Luft bei dem Anfange des Ausflusses $h' - h = h \cdot \frac{\lambda}{1} - h = h\left(\frac{\lambda - 1}{1}\right)$. Diese Druckhöhe ist eine Quecksilbersäule; bezeichnet daher q das Gewicht eines Kubikfusses Quecksilber und H die Höhe einer eben so schweren Luftsäule, wovon ein Kubikfuss λ wiegt, so ist $h\left(\frac{\lambda - 1}{1}\right) q = H . \lambda$. Verwandeln wir noch die Quecksilbersäule h in eine Luftsäule H' von der Schwere der atmosphärischen Luft, so ist $h . q = H' . 1$. Wird dieses in die vorige Gleichung substituirt, so haben wir $H' . 1\left(\frac{\lambda - 1}{1}\right) = H . \lambda$ und $H = H'\left(\frac{\lambda - 1}{\lambda}\right)$ demnach ist die anfängliche Geschwindigkeit, womit die eingeschlossene dichtere Luft in die Atmosphäre strömt $= 2\sqrt{g . H} = 2\sqrt{g . H'\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)} = 2\sqrt{g . h . q\left(\frac{1}{1} - \frac{1}{\lambda}\right)}$. Diese Geschwindigkeit wird um so grösser, je kleiner das Verhältniss $\frac{1}{\lambda}$ oder je dichter die im Gefässe eingeschlossene und je dünner die äussere Luft, ferner je höher der Barometerstand h ist.

Beispiel. Es sey die in einer Windbüchse eingeschlossene Luft 10 mal dichter, als die äussere atmosphärische Luft, so ist die Geschwindigkeit, womit die Luft aus der Windbüchse anfangs ausströmt, wenn wir wieder einen Ort an der Oberfläche des Meeres annehmen $= 2\sqrt{g . h . \frac{q}{1}\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)} = 2\sqrt{15{,}5 . \frac{1{,}0276 . 28 . 10000}{12 . 0{,}983}\left(1 - \frac{1}{10}\right)} = 1167$ N. Oe. Fuss.

Nach Verlauf der Zeit t sey das Gewicht eines Kubikfusses der innern Luft $= \lambda'$, so ist abermals die Geschwindigkeit der ausströmenden Luft $= 2\sqrt{g . H'\left(\frac{\lambda' - 1}{\lambda'}\right)} = 2\sqrt{g . h . q\left(\frac{1}{1} - \frac{1}{\lambda'}\right)}$. Die Zeit t in welcher eine gegebene Luftmenge M aus dem Gefässe

---

*) Die Zeit t, in welcher die in einem Gefässe eingeschlossene Luft von dem Gewichte 1 (eines Kubikfusses) auf das Gewicht λ übergeht, findet man auf folgende Art. Die in einem Zeitelement ausfliessende Luftmenge ist $= \lambda . m . f . dt . 2\sqrt{g . H}$. Bezeichnet A die Grösse des lufterfüllten Raumes, aus welchem die Luft strömt, so ist aus demselben die Luftmenge $A . 1 - A . \lambda$ in der Zeit t ausgeflossen. Wir haben also $\lambda . m . f . dt . 2\sqrt{g . H} = -A . d\lambda$, demnach $dt = -\frac{A}{m . f . 2\sqrt{g . H}} \cdot \frac{d\lambda}{\lambda}$ und $t = \frac{A}{m . f . 2\sqrt{g . H}} \cdot \log\text{nat}\frac{1}{\lambda}$. Sollte die ganze Luftmenge ausfliessen, so ist $\lambda = 0$, demnach die Zeit t unendlich gross.

durch die Oeffnung f ausströmt, ist nach der unter dem Texte *) beigefügten Rechnung $t = \frac{M}{m.f.2\sqrt{g.H'}} \log.\,\text{nat} \left\{ \frac{\lambda - \frac{1}{2} 1 + \sqrt{\lambda^2 - \lambda.1}}{\lambda' - \frac{1}{2} 1 + \sqrt{\lambda'^2 - \lambda'.1}} \right\}$. Die Luft wird so lange ausströmen, bis sie atmosphärisch wird; wird also in dieser Gleichung $\lambda' = 1$ gesetzt, so ist die Zeit des gänzlichen Ausflusses $t = \frac{M}{m.f.2\sqrt{g.H'}} \log.\,\text{nat} \left\{ \frac{\lambda - \frac{1}{2} 1 + \sqrt{\lambda^2 - \lambda.1}}{\frac{1}{2} 1} \right\}$.

§. 333.

Ist die in einem Gefässe eingeschlossene Luft dünner, so wird die äussere atmosphärische durch eine angebrachte Oeffnung eindringen. Es sey wieder 1 das Gewicht eines Kubikfusses der atmosphärischen Luft und λ jenes der verdünnten eingeschlossenen Luft, so ist die Druckhöhe, womit die äussere Luft zu Anfange eindringt, als Luftsäule ausgedrückt $= H\left(\frac{1-\lambda}{1}\right)$, und die Geschwindigkeit des Einströmens zu Anfange $= 2\sqrt{g.H\left(1 - \frac{\lambda}{1}\right)}$. Diese Geschwindigkeit wird um so grösser, je dünner die eingeschlossene Luft im Verhältnisse zu der atmosphärischen ist.

Nach Verlauf der Zeit t sey das Gewicht eines Kubikfusses der innern Luft $= \lambda'$, so ist die Geschwindigkeit, womit die atmosphärische Luft in das Gefäss eindringt $= 2\sqrt{g.H\left(1 - \frac{\lambda'}{1}\right)}$. Die Zeit, in welcher die innere Luft durch Einströmung der äussern atmosphärischen von dem Gewichte λ auf λ' übergeht, erscheint hier unter dem Texte **) berechnet.

§. 334.

Um diese Rechnungen in praktischen Fällen brauchen zu können, müssen zuerst, so wie es bei dem Ausflusse des Wassers der Fall war, die Werthe für den Ausflusskoeffizienten bei dünnen Wänden und kurzen Ansatzröhren bestimmt, dann aber auch eine Gleichung für die Bewegung der Luft in längern Röhren auf der Grundlage hierüber angestellter Versuche abgeleitet werden. Versuche über diesen Gegenstand erscheinen in mehreren Schriften, wovon wir jene von Herrn *K. L. Koch*, die im Jahre 1822 und 1823 am *Harze* angestellt wurden, besonders betrachten wollen. Die Uebereinstimmung dieser Versuche mit den später folgenden Rechnungen wird zeigen, dass selbe mit vieler Genauigkeit vorgenommen werden mussten. Sie finden sich in folgendem Werke beschrieben: „Versuche und Beobachtungen über die Geschwindigkeit und Quantität verdichteter atmosphärischer Luft, welche aus Oeffnungen von verschiedener Konstrukzion und durch Röhren ausströmt, von *F. K. L. Koch*, *Göttingen* bei *Rosenbusch* 1824.“

---

*) Die in der Zeit dt ausströmende Luftmenge ist $\lambda'.m.f.dt.2\sqrt{g.H'\left(\frac{\lambda'-1}{\lambda'}\right)} = -M.d\lambda'$ woraus $dt = -\frac{M}{m.f.2\sqrt{g.H'}} \cdot \frac{d\lambda'}{\sqrt{\lambda'^2 - \lambda'.1}}$. Das vollständige Integrale dieser Gleichung gibt mit Berücksichtigung, dass für $t = 0$ auch $\lambda' = \lambda$ seyn muss, die Zeit in welcher die Luftmenge M ausfliesst $t = \frac{M}{m.f.2\sqrt{g.H'}} \log.\,\text{nat} \left\{ \frac{\lambda - \frac{1}{2} 1 + \sqrt{\lambda^2 - \lambda.1}}{\lambda' - \frac{1}{2} 1 + \sqrt{\lambda'^2 - \lambda'.1}} \right\}$.

**) Während der Zeit dt fliesst das Luftquantum $1.m.f.dt.2\sqrt{g.H\left(1 - \frac{\lambda'}{1}\right)} = M.d\lambda'$ ein, wenn M den kubischen Inhalt des Gefässes bezeichnet. Hieraus folgt $dt = \frac{M.d\lambda'}{m.f.2\sqrt{g.H(1^2 - 1.\lambda')}}$. Hier muss wieder bei der Bestimmung der Konst. für $t = 0$, das Gewicht eines Kubikfusses $\lambda' = \lambda$ seyn; wir erhalten sonach mit Rücksicht hierauf das vollständige Integrale $t = \frac{M}{m.f\sqrt{g.H}} \left\{ \sqrt{\frac{1-\lambda}{1}} - \sqrt{\frac{1-\lambda'}{1}} \right\}$. Die Zeit, welche vom Anfange des Einströmens bis zur Herstellung des Gleichgewichtes zwischen der innern und äussern Luft erfordert wird, ergibt sich, wenn $\lambda' = 1$ gesetzt wird, in welchem Falle diese Zeit $t' = \frac{M}{m.f\sqrt{g.H}} \sqrt{\frac{1-\lambda}{1}}$.

Herr *Koch* gibt §. 18 seiner Schrift die Beschreibung des von ihm gebrauchten Apparates, welcher Fig. 13, Tab. 94 hier abgebildet erscheint. Der eiserne Kessel A von beiläufig 80 Kubikfuss Inhalt diente zur Aufnahme und Komprimirung der atmosphärischen Luft; der Querdurchschnitt dieses Kessels war zylindrisch, überall gleich gross und sein Obertheil, wie er hier in der Zeichnung erscheint, sehr flach gewölbt, endlich war unten eine ebene eiserne Platte luft- und wasserdicht aufgeschraubt. An dem obern Theile nahe unter der Wölbung befand sich ein luftdicht eingeschmirgelter Hahn e, welcher 1,5 Zoll weit gebohrt war, ferner war in der untern Platte ein Loch zum Ablassen des Wassers gebohrt, welches mit einem hölzernen Stöpsel f verschlossen werden konnte. Mittelst dieser Oeffnung wurde nach jedem Versuche das in den Kessel A übergegangene Wasser abgelassen.

Fig. 13. Tab. 94.

Zur Seite mündete eine horizontale, 4 Zoll weite eiserne Röhre d in den Kessel, welche durch einen grossen eisernen Hahn g wasserdicht abgesperrt werden konnte. Durch die hiemit verbundene vertikale Röhre l von gleichem Durchmesser, welche in dem Boden des hölzernen Fasses B ausmündet, wurde der Kessel mit diesem in Verbindung gesetzt. Das Fass war zur Aufnahme des Wassers bestimmt, der kubische Inhalt desselben war 60 Kubikfuss. An diesem Fasse befand sich die Glasröhre k von 7 Linien Durchmesser, welche mittelst einer messingenen Fassung hieran so befestigt war, dass sie einen mit dem Fasse kommunizirenden Schenkel bildete, dass also auf der dahinter angebrachten Skale der jedesmalige Stand des Wassers im Fasse sehr genau abgelesen werden konnte.

Bei den Versuchen wurde zuerst der Hahn g geschlossen, und das Fass B mit Wasser angefüllt. Nachdem hierauf auch der Hahn e und Stöpsel f geschlossen war, wurde der Hahn e geöffnet, worauf das Wasser sogleich mit bedeutender Geschwindigkeit in den Kessel A einströmte, und die darin befindliche atmosphärische Luft bis zur Herstellung des Gleichgewichtes mit der Wassersäule zusammendrückte. Sobald das Wasser im Fasse B zur Ruhe kam, und in der Glasröhre k unverrückt stehen blieb, war dieses Gleichgewicht offenbar erfolgt. Wurde sodann der Hahn e geöffnet, so strömte die verdichtete Luft aus, während das Wasser aus dem Fasse nachfolgte. Auf diese Weise konnte man vor jedem Oeffnen und nach jedem Schliessen des Hahnes e sowohl die Wasserdruckhöhen am Anfange und zu Ende der Beobachtung, die Kompression der eingeschlossenen Luft, als auch den kubischen Inhalt der ausgeströmten Luft, so wie endlich die Zeit, während welcher das Ausströmen dauerte, bestimmen.

Um den niedrigsten Punkt an der am Fasse angebrachten Skale, oder den Zustand des Gleichgewichtes der Flüssigkeiten beobachten zu können, setzte Herr *Koch*, wie aus dem dargestellten Apparate zu ersehen, den Boden des hölzernen Fasses um einige Zolle tiefer, als die Wölbung des Luftkessels. Hätte nun das Fass einen gleichen kubischen Inhalt als der Kessel, so würde auch das Wasser für den Zustand des Gleichgewichtes beiderseits gleich hoch stehen. Da jedoch das Fass nur 60 Kubikfuss, der Kessel aber 80 Kubikfuss Inhalt hatte, folglich das Fass zu klein war, um den Kessel bis zur Ausflussöffnung mit Wasser anzufüllen, so hat Herr *Koch* dass Fass für jeden Versuch 1¼mal mit Wasser anfüllen lassen, jedoch so, dass nachdem ¼ des Wassers aus dem Fasse in den Luftkessel getreten war, ersteres nochmals ganz mit Wasser gefüllt wurde.

Wie schon erinnert wurde, waren beide Gefässe, nämlich das hölzerne Fass B und der eiserne Kessel A zylindrisch, und zwar hatte das erstere 60 Kubikfuss, das zweite aber 80 Kubikfuss Inhalt. Die Querschnittsfläche des Fasses war (nach Seite 40) $= 11{,}981960$ Quadratfuss, die des Kessels $= 19{,}634938$ Quadratfuss. Aus Mangel einer transportablen Sekundenuhr bediente sich Herr *Koch* eines sehr guten Chronometers, dessen Schläge sich zu Sekunden, wie $1{,}206 : 1$ verhielten.

§. 335.

Bezeichnen wir mit M die Luftmenge, welche der Beobachtung zu Folge in der Zeit T ausströmt, mit f die Fläche der Ausflussöffnung, mit m den Koeffizienten des zusammengezogenen Luftstrahles und mit v die mittlere Geschwindigkeit der ausströmenden Luft, so ist $M = m . f . v . T$. Da nun M und f gemessen, T beobachtet und v nach der unten aufgestellten Gleichung jedesmal berechnet werden kann, so lässt sich der Zusammenziehungskoeffizient m für einen jeden Versuch durch Rechnung finden; es ist nämlich $m = \frac{M}{f . v . T}$.

Es sey F die Querschnittsfläche des hölzernen Fasses und F′ jene des Kessels, y das Fallen des Wassers im Fasse und z das Steigen des Wassers im Kessel, so ist offenbar $F . y = F' z$. Die Summe aus beiden Höhen y und z gibt die Differenz D der beobachteten Druckhöhe zu Anfange und zu Ende des Versuches; es ist nämlich $y + z = D$, oder substituirt $\frac{F' . z}{F} + z = D$, woraus $z = \frac{D}{1 + \frac{F'}{F}}$. Die in der Zeit T ausgeströmte Luft oder die aus dem Fasse in den Kessel eingeflossene Wassermenge beträgt also $M = F' . z = \frac{F' . D}{1 + \frac{F'}{F}} = \frac{F' . F . D}{F + F'}$.

Um die Geschwindigkeit v zu bestimmen, bemerken wir, dass die Luft nur dann aus dem Kessel ausströmt, wenn die Dichtigkeit oder Spannung derselben im Kessel grösser, als jene der äussern atmosphärischen Luft ist. Es bezeichne also H die wirksame Druckhöhe der im Kessel eingeschlossenen, verdichteten Luft, und zwar als Luftsäule ausgedrückt, so wird, wie bei allen flüssigen Körpern die Geschwindigkeit der ausströmenden Luft $v = 2 \sqrt{g . H}$ seyn. Setzen wir die Höhe der Wassersäule, welche dem Drucke der Luft von der Höhe H gleich kommt $= a$ und das Gewicht eines Kubikfusses der ausströmenden verdichteten Luft $= \lambda$, so muss $56{,}4\, a = \lambda . H$ seyn; hieraus folgt $H = \frac{56{,}4\, a}{\lambda}$ und $v = 2 \sqrt{\frac{g \cdot 56{,}4\, a}{\lambda}}$.

In dieser Gleichung wird der Werth für a nach der Beobachtung substituirt; es ist daher noch λ auszudrücken. Das Gewicht eines Kubikfusses atmosphärischer Luft beträgt für jeden Ort der Erdoberfläche bei der Barometerhöhe h' und den *Reaumur*'schen Wärmegraden t zu Folge Seite 116, II. Band im N. Oe. Gewicht $l = \frac{h' \,.\, 0{,}0752585}{28\left(1+\frac{3t}{640}\right)\left(1+\frac{x}{20000}\right)}$. In diesem Ausdrucke muss die Barometerhöhe h' in paris. Zollen bei 0 Grad Wärme, die Temperatur t in *Reaumur*'schen Graden und die Höhe x über der Meeresoberfläche in paris. *Toisen* substituirt werden. Bezeichnet h die beobachtete Barometerhöhe, so ist die auf den Gefrierpunkt reduzirte Barometerhöhe, nach Seite 101, II. Band, $h' = \frac{h}{1+0{,}0002155\,t}$.

Die Höhe a wird bei den Versuchen als Wassersäule in Fussen, die Höhe h aber als Quecksilbersäule in Zollen beobachtet. Um die Wassersäule auf eine Quecksilbersäule zu reduziren, wissen wir, dass der Druck einer 32 Fuss hohen Wassersäule eben so viel als der Druck einer 28 Zoll hohen Quecksilbersäule beträgt, demnach ist 32 Fuss : 28 Zoll = a Fuss : Höhe der Quecksilbersäule in Zollen, welche $= \frac{7}{8}a$ ist.

Die Luft, deren Gewicht l nach der obigen Formel substituirt wird, ist nur von der Quecksilbersäule h gepresst, während die aus dem Kessel ausströmende Luft nebst dem Drucke der beobachteten Quecksilbersäule h noch von der eben berechneten Höhe $\frac{7}{8}a$ zusammengedrückt wird. Wir haben sonach vermöge dem Gesetze, dass die Gewichte eines Kubikfusses Luft den Druckhöhen proporzional sind, die Proporzion $\lambda : l = h + \frac{7}{8}a : h$ und $\lambda = l\left(1+\frac{7a}{8h}\right)$. Werden hier die obigen Werthe für l und h' substituirt, so ergibt sich das Gewicht eines Kubikfusses der aus dem Kessel ausströmenden Luft $\lambda = \frac{h \,.\, 0{,}0752585\left(1+\frac{7a}{8h}\right)}{28\,(1+0{,}0002155\,t)\left(1+\frac{3t}{640}\right)\left(1+\frac{x}{20000}\right)}$

Hiernach ergibt sich die Geschwindigkeit, womit die Luft aus dem Kessel ausströmt

$$v = 2\sqrt{\frac{g \,.\, 56{,}4\, a \,.\, 28\,(1+0{,}0002155\,t)\left(1+\frac{3t}{640}\right)\left(1+\frac{x}{20000}\right)}{h \,.\, 0{,}0752585\left(1+\frac{7a}{8h}\right)}}.$$

In dieser Formel ist 56,4 und 0,0752585 N. Oe. Gewicht, welches sich gegen einander aufhebt; wird also g und a im Rheinländer Maasse angenommen, so gibt die Quadratwurzel den Werth für v ebenfalls in diesem Maasse.

§. 336.

Zufolge mehrerer von Herrn *Koch* angeführten Beobachtungen kann man die Höhe des Ortes, wo seine Versuche angestellt wurden, mit beiläufig $x = 160$ *Toisen* in Rechnung bringen. Für diese Versuche ist also die Geschwindigkeit, womit die Luft aus dem Kessel ausströmt, wenn $g = 15\frac{5}{8}$ Fuss gesetzt wird

$v = 2\sqrt{\frac{15\frac{5}{8} \cdot 56{,}4\, a \,.\, 28 \,.\, 8\,(1+0{,}0002155\,t)(640+3\,.\,t)(20000+160)}{0{,}0752585\,(8h+7a)\,640 \,.\, 20000}}$, oder nach vorgenommener Redukzion ist $v = 445{,}3 \sqrt{\frac{a\,(1 + 0{,}0002155\,t)\;(640 + 3\,t)}{8\,h + 84\,a}}$ in welchem Ausdrucke a die vom Herrn *Koch* angegebene Druckhöhe in Fussen, h in den beobachteten paris. Linien und t in den beobachteten *Remaur*'schen Graden der äussern Luft, welche dieselbe Temperatur, wie die innere hat, zu substituiren ist.

Für die Versuche vom Herrn *Koch* ist $M = \frac{F' . F . D}{F + F'} = \frac{11{,}981960 \cdot 19{,}634988\ D}{19{,}634988 + 11{,}981960} = 7{,}4411\ D$ Bezeichnen wir die Anzahl der Chronometer-Schläge in der Zeit T mit N, so ist $T = \frac{N}{1{,}206}$. Nach diesen Formeln können nun die Versuche berechnet werden.

§. 337.

I. Versuch. Die erstern Versuche, welche Herr *Koch* Seite 52 seines Werkes anführt, wurden über das Ausströmen der verdichteten Luft aus Oeffnungen in einer dünnen Platte angestellt.

Bei dem ersten Versuche hatte die Platte die Stärke von einer Viertl Linie, der Durchmesser der eingebohrten Oeffnung war $= 2{,}96$ Linien, folglich der Flächeninhalt dieser Oeffnung $f = 0{,}00033186$ Quadratfuss. Der Versuch wurde am 2. September 1822 angestellt; die beobachtete Barometerhöhe war 27 Zoll 4,5 Linien, folglich $h = 328{,}5$, die Temperatur der Luft war $t = +10°$ *Reaum.* Die Druckhöhen a des Wassers in Fussen und die Zeitdifferenzen zwischen 2 Beobachtungen in Chronometer-Schlägen erscheinen in der folgenden Tabelle so, wie sie Herr *Koch* Seite 54 seines Werkes anführt.

Da die Geschwindigkeit der ausströmenden Luft sich nach Maassgabe der Druckhöhen fortwährend ändert, so erscheint es zur Vermeidung weitläufiger Rechnungen hinreichend, wenn für jede einzelne Beobachtung die anfängliche Geschwindigkeit v' aus der ersten beobachteten Druckhöhe, dann die Endgeschwindigkeit v'' aus der zuletzt beobachteten Druckhöhe nach der aufgestellten Formel berechnet, und hieraus die mittlere Geschwindigkeit $v = \frac{v' + v''}{2}$ gefunden wird. Bei dem ersten Versuche war die zu Anfang beobachtete Druckhöhe $a = 6{,}28989$ Fuss; demnach die Geschwindigkeit zu Anfange der ersten Beobachtnng $v' = 445{,}3 \sqrt{\frac{6{,}28989\,(1 + 0{,}0002155 \cdot 10)\;(640 + 3 \cdot 10)}{8 \cdot 328{,}5 + 84 \cdot 6{,}28989}} = 515{,}1$ Fuss. Dagegen war zu Ende der ersten Beobachtung $a = 5{,}79371$ Fuss, sonach die Geschwindigkeit der ausströmenden Luft $v'' = 445{,}3 \sqrt{\frac{5{,}79371\,(1 + 0{,}0002155 \cdot 10)\;(640 + 3 \cdot 10)}{8 \cdot 328{,}5 + 84 \cdot 5{,}79371}} = 497{,}7$ Fuss. Die mittlere Geschwindigkeit von beiden ist $v = \frac{515{,}1 + 497{,}7}{2} = 506{,}4$ Fuss, welche in der folgenden Tabelle erscheint.

Die Luftmenge welche während der ersten Beobachtung in 50 Chronometer-Schlägen ausströmte, ist $M = 7{,}4411\ D = 7{,}4411\ (6{,}28989 - 5{,}79371) = 3{,}6921$ Kubikfuss. Dagegen gibt die Berechnung, wenn keine Zusammenziehung Statt fände, für die erste Beobachtung die ausfliessende Luftmenge $f \cdot v \cdot T = 0{,}00033185 \,.\, 506{,}4 \,.\, \frac{50}{1{,}206} = 6{,}9672$ Kubikfuss. Die Division beider Luftmengen durcheinander gibt $\frac{3{,}6921}{6{,}9672} = 0{,}5299$ welches als der Werth des Zusammenziehungskoeffizienten m für die erste Beobachtung anzunehmen ist.

Auf solche Art sind auch die weitern Beobachtungen berechnet worden. Diese Rechnungen sind in jedem Falle weit mühsamer, als es bei den Berechnungen über den Ausfluss des Wassers der Fall war. Wir haben daher auch nur 2 Versuchsreihen für den Ausfluss der Luft aus dünnen Wänden, 2 solche Reihen für den Ausfluss aus kurzen zylindrischen Ansatzröhren, endlich 3 Reihen aus konischen Ansatzröhren in den folgenden Tabellen angeführt. Man wird sich bei der Betrachtung der gefundenen Resultate überzeugen, dass die Versuche offenbar sehr gleichförmige Resultate liefern, welches auf Genauigkeit in den Beobachtungen schliessen lässt. Die übrigen vom Herrn *Koch* angeführten Versuche geben übereinstimmende Resultate mit den von uns berechneten 6 Versuchen, wesshalb sie hier nicht weiter angeführt erscheinen.

I. Versuch. Ueber das Ausströmen verdichteter Luft aus einer kreisrunden Oeffnung von 2,96 Linien Durchmesser, welche in einer Platte von einer Viertel Linie Stärke gebohrt war.

Angestellt am 2. September 1822.

Beobachtungs-No.	Beobachtete				Berechnete mittlere Geschwindigkeit	Beobachtete	Berechnete	Berechneter Zusammenziehungskoeffizient
	Barometerhöhe	Temperatur in *Reaum.* Graden	Druckhöhe als Wassersäule	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen		Ausflussmenge der Luft		
	h	t	a	N	v			m
1	27″4,5‴	+ 10	6,28989					
				50	506,4	3,6921	6,9672	0,5299
2	„	„	5,79371					
				100	479,3	7,1038	13,1887	0,5386
3	„	„	4,83904					
				100	441,1	6,6357	12,1376	0,5467
4	„	„	3,94728					
				100	400,6	6,0844	11,0231	0,5520
5	„	„	3,12960					
				100	356,9	5,6476	9,8207	0,5751
6	„	„	2,37063					
				98	310,6	4,8779	8,3757	0,5824
7	„	„	1,71509					
				100	261,7	4,2643	7,2011	0,5922
8	„	„	1,14202					
				100	209,5	3,4952	5,7647	0,6063
9	„	„	0,67230					
				100	154,7	2,6210	4,2568	0,6157
10	„	„	0,32007					
							Mittelwerth	0,5710

II. Versuch. Ueber das Ausströmen verdichteter Luft aus einer kreisrunden Oeffnung von 6,153 Linien Durchmesser, welche in einer Platte von einer Viertel Linie Stärke gebohrt war.

Angestellt am 25. November 1822.

Beobachtungs-No.	Beobachtete				Berechnete mittlere Geschwindigkeit	Beobachtete	Berechnete	Berechneter Zusammenziehungskoeffizient
	Barometerhöhe h	Temperatur in *Reaum.* Graden t	Druckhöhe als Wassersäule a	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen N	v	Ausflussmenge der Luft		m
1	27"2,75'''	+ 7	6,08025	40	473,5	12,2523	22,5207	0,5440
2	"	"	4,43368	40	404,4	11,1104	19,2341	0,5776
3	"	"	2,94057	40	327,1	9,0048	15,5576	0,5788
4	"	"	1,73042	40	241,9	6,9894	11,5053	0,6075
5	"	"	0,79113					
							Mittelwerth	0,5770

III. Versuch. Ueber das Ausströmen verdichteter Luft aus einer kurzen zylindrischen Ansatzröhre von 1 Zoll Länge und 2,974 Linien Durchmesser.

Angestellt am 29. November 1822.

Beobachtungs-No.	Beobachtete				Berechnete mittlere Geschwindigkeit	Beobachtete	Berechnete	Berechneter Zusammenziehungskoeffizient
	Barometerhöhe h	Temperatur in *Reaum.* Graden t	Druckhöhe als Wassersäule a	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen N	v	Ausflussmenge der Luft		m
1	26"9,75'''	+ 5	6,08867	100	483,9	8,9657	13,4417	0,6670
2	"	"	4,88378	100	436,4	8,3415	12,1222	0,6881
3	"	"	3,76278	100	384,4	7,4932	10,6778	0,7018
4	"	"	2,75578	100	327,8	6,6105	9,1056	0,7260
5	"	"	1,86740	100	266,3	5,5124	7,3972	0,7452
6	"	"	1,12659	100	200,4	4,2227	5,5667	0,7586
7	"	"	0,55910					
							Mittelwerth	0,7145

IV. Versuch. Ueber das Ausströmen verdichteter Luft aus einer kurzen zylindrischen Ansatzröhre von 1 Zoll Länge und 4,695 Linien Durchmesser.

Angestellt am 15. März 1823.

Beobachtungs-No.	Beobachtete				Berechnete mittlere Geschwindigkeit	Beobachtete	Berechnete	Berechneter Zusammenziehungskoeffizient
	Barometerhöhe	Temperatur in *Reaum.* Graden	Druckhöhe als Wassersäule	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen		Ausflussmenge der Luft		
	h	t	a	N	v			m
1	27″ 7‴	+ 4	6,53594	50	487,4	11,2122	16,5349	0,6760
2	”	”	5,02915	50	430,5	10,1513	14,6488	0,6930
3	”	”	3,66493	50	367,7	8,8616	12,5119	0,7083
4	”	”	2,47403	50	298,7	7,4262	,01640	0,7306
5	”	”	1,47603	50	223,2	5,7205	7,5949	0,7532
6	”	”	0,70726					
							Mittelwerth	0,7122

V. Versuch. Ueber das Ausströmen verdichteter Luft aus einer kurzen, konischen Ansatzröhre; die enge Oeffnung nach aussen gekehrt. Länge des Ansatzrohres = 1 Zoll 0,5 Linien, kleinerer Durchmesser = 3,015 Linien, grösserer Durchmesser = 3,1054 Linien.

Angestellt am 21. November 1822.

Beobachtungs-No.	Beobachtete				Berechnete mittlere Geschwindigkeit	Beobachtete	Berechnete	Berechneter Zusammenziehungskoeffizient
	Barometerhöhe	Temperatur in *Reaum.* Graden	Druckhöhe als Wassersäule	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen		Ausflussmenge der Luft		
	h	t	a	N	v			m
1	27″ 2,5‴	+ 7	5,43587	100	457,1	9,0697	13,0497	0,6950
2	”	”	4,21701	100	404,8	8,1544	11,5566	0,7056
3	”	”	3,12115	100	347,6	7,2702	9,9208	0,7328
4	”	”	2,14412	100	285,1	6,1953	8,1393	0,7501
5	”	”	1,32364	100	218,1	4,7553	6,2265	0,7637
6	”	”	0,68458	100	146,8	3,2844	4,1910	0,7837
7	”	”	0,24318					
							Mittelwerth	0,7385

VI. Versuch. Ueber das Ausströmen der Luft aus einer konischen nach aussen verjüngten Ansatzröhre, deren Länge 1 Zoll 6,5 Linien, kleinerer Durchmesser 2,72 Linien, grösserer Durchmesser 4,66 Linien. Angestellt am 30. November 1822.

Beobachtungs-No.	Beobachtete Barometerhöhe	Beobachtete Temperatur in *Reaum.* Graden	Beobachtete Druckhöhe als Wassersäule	Beobachtete Zeitdifferenz in Chron. Schlägen	Berechnete mittlere Geschwindigkeit	Beobachtete Ausflussmenge der Luft	Berechnete Ausflussmenge der Luft	Berechneter Zusammenziehungskoeffizient
1	26″10‴	+ 4,75	6,12504	100	485,5	8,7161	11,2808	0,7726
2	„	„	4,95369	100	439,7	8,1543	10,2166	0,7981
3	„	„	3,85785	100	389,6	7,3744	9,0525	0,8146
4	„	„	2,86632	100	335,4	6,5110	7,7932	0,8356
5	„	„	1,99182	100	276,3	5,5645	6,4200	0,8667
6	„	„	1,24401	100	213,0	4,3475	4,9492	0,8784
7	„	„	0,65975	100	146,3	3,0371	3,3994	0,8934
8	„	„	0,25160				Mittelwerth	0,8370

VII. Versuch. Ueber das Ausströmen der Luft aus einer konischen nach aussen verjüngten Ansatzröhre, deren Länge 6,5 Linien, kleinerer Durchmesser 2,725 Linien, grösserer Durchmesser 6,3 Linien. Angestellt am 13. Februar 1823.

Beobachtungs-No.	Beobachtete Barometerhöhe	Beobachtete Temperatur in *Reaum.* Graden	Beobachtete Druckhöhe als Wassersäule	Beobachtete Zeitdifferenz in Chron. Schlägen	Berechnete mittlere Geschwindigkeit	Beobachtete Ausflussmenge der Luft	Berechnete Ausflussmenge der Luft	Berechneter Zusammenziehungskoeffizient
1	26″11,5‴	+ 4½	6,40748	300	451,1	23,1109	31,5602	0,7323
2	„	„	3,30163	100	361,3	6,4904	8,4258	0,7708
3	„	„	2,42939	100	308,9	5,6375	7,2038	0,7826
4	„	„	1,67178	100	252,8	4,7641	5,8965	0,8081
5	„	„	1,03154	100	193,0	3,7027	4,5009	0,8227
6	„	„	0,53394	100	130,1	2,5385	3,0340	0,8367
7	„	„	0,19280				Mittelwerth	0,7921

§. 338.

Die berechneten Resultate der angeführten Versuche führen zu folgenden Betrachtungen.

1tens. Der Zusammenziehungskoeffizient m ist bei derselben Oeffnung oder demselben Ansatzrohre desto grösser, je kleiner die Druckhöhe ist. Bei den Versuchen über den Ausfluss des Wassers Seite 146, dann 148 etc. haben wir bereits dasselbe gefunden, nur war dort der Unterschied, welchen die Druckhöhe bei einerlei Oeffnung oder Ansatzröhre verursachte, nicht so gross, als es bei dem Ausströmen der Luft ist. Je grösser in diesem Falle die Druckhöhe ist, desto kleiner wird der Werth von m, desto weniger wird also verhältnissmässig in der Sekunde ausfliessen.

2tens. Der Zusammenziehungskoeffizient bei dünnen Wänden beträgt bei der ersten Versuchsreihe $m = 0{,}5710$, bei der zweiten Versuchsreihe aber $m = 0{,}5770$, welches nur wenig von einander abweicht. Denselben Koeffizienten haben wir nach Seite 158, II. Band mit $m = 0{,}619$ angenommen. Die Luft zieht sich also etwas mehr, als das Wasser zusammen.

3tens. Bei zylindrischen kurzen Ansatzröhren beträgt nach der dritten Versuchsreihe $m = 0{,}7145$ und bei der vierten $m = 0{,}7122$. Dagegen haben wir bei dem Ausflusse des Wassers diesen Koeffizienten mit $m = 0{,}813$ angenommen. Auch in diesem Falle zieht sich also die Luft bei ihrem Ausströmen mehr, als das Wasser zusammen.

4tens. Bei konischen kurzen Ansatzröhren beträgt nach der fünften Versuchsreihe $m = 0{,}7386$ nach der sechsten Versuchsreihe $m = 0{,}8370$ und nach der siebenten Versuchsreihe $m = 0{,}7921$. Je mehr die Verjüngung der konischen Röhre mit der Richtung des ausströmenden Luftstrahles zusammenfällt, desto grösser wird der Werth für m und desto mehr Luft wird ausströmen. Dasselbe ergab sich auch bei dem Ausflusse des Wassers aus konischen Ansatzröhren.

Nebst den von uns hier angeführten Versuchen des Herrn *Koch* haben noch *d'Aubuisson* (*Annales des mines*, XIII) und *Schmidt* (*Gilbert's Annalen* LXVI) Versuche über denselben Gegenstand angestellt, die jedoch untereinander gar sehr abweichen. Nach diesen Versuchen beträgt nämlich der Zusammenziehungskoeffizient

	nach *d'Aubuisson*;	nach *Schmidt*
bei Oeffnungen in dünnen Wänden	0,65	0,52,
für kurze zylindrische Ansatzröhren	0,93	0,63,
für kurze konische Ansatzröhren, die engen Oeffnungen auswärts	0,95	0,70.

Nehmen wir nun aus den vom Herrn *Koch* für den Ausfluss aus dünnen Wänden und kurzen Ansatzröhren angestellten, von uns berechneten Versuchen den mittlern Werth des Zusammenziehungskoeffizienten an, so beträgt derselbe

bei Oeffnungen in dünnen Wänden . . . . $m = 0{,}67$
für kurze zylindrische Ansatzröhren . . . . $m = 0{,}71$
für kurze konische Ansatzröhren, die engen Oeffnungen auswärts . $m = 0{,}79$

Vergleichen wir diese von uns gefundenen Werthe mit jenen von *d'Aubuisson* und *Schmidt*, so sehen wir, dass die von uns berechneten mittlern Werthe für den Zusamsammenziehungskoeffizienten der ausströmenden Luft nahe in der Mitte zwischen den obbenannten liegen.

Aus dieser Verschiedenheit der Resultate sieht man, dass auch dieser wichtige Gegenstand zu seiner völligen Erörterung noch der Anstellung weiterer verlässiger, im grossen Masstabe vorzunehmender Versuche bedarf.

§. 339.

Ist die Länge der Luft- oder Windleitung etwas grösser, so können die berechneten Werthe für den Zusammenziehungskoeffizienten nicht mehr angenommen werden, indem sodann ein gleicher Widerstand eintritt, wie wir ihn bei der Bewegung des Wassers in langen Röhrenleitungen kennen gelernt haben. Auch die Luft reibt sich nämlich an den Wänden jeder Röhre; es wird daher die Druckhöhe H, welche auf irgend eine Luftmasse wirkt, nicht bloss zur Erzeugung der Geschwindigkeit, womit sich die Luft bewegt, sondern auch zur Ueberwältigung der Widerstände bei dieser Bewegung verwendet werden. Wir haben also auch hier die §. 130, II. Band abgeleitete Gleichung $H = \frac{v^2}{4g} + \frac{41}{d}\left(\frac{A \cdot v^2}{4g} + B \cdot v\right)$. Da jedoch bei der Bewegung der Luft immer eine viel grössere Geschwindigkeit, als bei jener des Wassers eintritt, so kann das Glied $B \cdot v$ gegen $\frac{A \cdot v^2}{4g}$ füglich ausser Acht gelassen werden, und wir erhalten die einfache Gleichung $H = \frac{v^2}{4g} + \frac{41}{d} \cdot \frac{A \cdot v^2}{4g}$.

An dem Apparate des Herrn *Koch* wurde die Druckhöhe der komprimirten Luft als Wassersäule a gemessen. Wird dieselbe auf eine Luftsäule reduzirt, so ist nach §. 335 die Höhe dieser Luftsäule

$$H = \frac{56{,}4\,a}{\lambda} = \frac{8 \,.\, 56{,}4\,a \,.\, 28\,(1 + 0{,}0002155\,t)\left(1 + \frac{3\,t}{640}\right)\left(1 + \frac{x}{20000}\right)}{0{,}0752585\,(8\,h + 7\,a)}$$

$$= \frac{0{,}0131148\,(1 + 0{,}0002155\,t)\,(640 + 3\,t)\,(20000 + x)\,a}{8\,h + 7\,a} = \frac{v^2}{4g} + \frac{41}{d} \cdot A \cdot \frac{v^2}{4g}.$$

In dieser Gleichung ist für jeden Ort g und x bekannt, a, t und h werden bei den Versuchen beobachtet, die Geschwindigkeit v kann aber berechnet werden. Wir haben nämlich die ausgeströmte Luftmenge $M = 7{,}4411\,D$, und da in dem langen Leitungsrohre keine Zusammenziehung Statt findet, so ist $v = \frac{M}{f.T} = \frac{M \,.\, 1{,}206}{f.N}$. Da nun f aus dem Durchmesser d der Röhrenleitung berechnet, dann D und N beobachtet wird, so lässt sich auch v finden. Wir haben sonach in der obigen allgemeinen Gleichung nur die Grösse A unbekannt, die also bei jedem Versuche berechnet werden kann.

§. 340.

Bei den Versuchen von Herrn *Koch* ist $g = 15\,{}^5\!/_8$ Fuss, ferner $M = 7{,}4411\,D$, sonach $v = \frac{7{,}4411 \,.\, 1{,}206\,D}{f.N}$. Die Höhe a bezeichnet in der obigen Gleichung die Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit, womit sich die Luft während der Dauer einer Beobachtung in der Röhrenleitung bewegte. Ist a′ die Druckhöhe zu Anfang und a″ jene zu Ende der Beobachtung so ergibt sich $a = \left(\frac{\sqrt{a'} + \sqrt{a''}}{2}\right)^2 = \frac{a' + a'' + 2\sqrt{a' . a''}}{4}$.

Für dieselben Versuche ist ferner x = 160 *Toisen*, die Barometerhöhe h wird in Linien substituirt und die drückende Wassersäule a in Fussen berechnet, wir erhalten sonach folgende abgekürzte Gleichung: $\frac{793{,}183\,(1 + 0{,}0002155\,t)\,(640 + 3\,t)\,a}{2\,h + 21\,a} = \frac{v^2}{4g} + \frac{41}{d} \cdot A \cdot \frac{v^2}{4g}$.
Nach diesen Gleichungen lässt sich nun der Koeffizient A bestimmen.

Den ersten Versuch stellte Herr *Koch* nach Seite 105 seines Werkes mit einer zylindrischen Röhre von $4{,}19$ Linien Durchmesser oder $0{,}00066495$ Quadratfuss Querschnitt an; die Länge dieser Röhre war 33 Zoll 6 Linien, der beobachtete Barometerstand 26 Zoll 8 Linien und die Temperatur der Luft $+\,2$ Grad *Reaum.* In der nachfolgenden Tabelle erscheinen nun zuerst die vom Herrn *Koch* beobachteten Druckhöhen der Luft als Wassersäulen und die Zeitdifferenz zwischen zwei Beobachtungen in Chronometer - Schlägen. Hieraus folgt nun die mittlere Geschwindigkeit der ausströmenden Luft $v = \frac{7{,}4411\,.\,1{,}206\,D}{f\,.\,N}$, welche bei der ersten Beobachtung $= \frac{7{,}4411\,.\,1{,}206\,(6{,}46608 - 5{,}99240)}{0{,}00066495\,.\,27} = 236{,}8$ Fuss ist. Die zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit erforderliche Druckhöhe als Luftsäule ist $\frac{v^2}{4g} = \frac{236{,}8^2}{4\,.\,15\tfrac{5}{8}} = 897$ Fuss.

Die Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit während der ersten Beobachtung ergibt sich $a = \frac{a' + a'' + 2\sqrt{a'\,.\,a''}}{4} = \frac{6{,}46608 + 5{,}99240 + 2\sqrt{6{,}46608\,.\,5{,}99240}}{4} = 6{,}22699$ Fuss, welches eine Wassersäule ist.

Die Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit während der ersten Beobachtung als Luftsäule ausgedrückt, folgt nun

$$\frac{793{,}183\,(1 + 0{,}0002155\,t)\,(640 + 3\,t)\,a}{2h + 21\,a} = \frac{793{,}183\,(1 + 0{,}0002155\,.\,2)\,(640 + 3\,.\,2)\,6{,}22699}{2\,.\,320 + 21\,.\,6{,}22699} = 4141$$

Fuss. Wir haben also zur Bestimmung des Koeffizienten A nach der ersten Beobachtung die Gleichung $4141 = 897 + 344315\,A$. Eine solche Gleichung wurde nach demselben Verfahren aus jeder folgenden Beobachtung abgeleitet; wir erhalten sonach für die erste Versuchsreihe folgende 6 Gleichungen.

$$\left.\begin{array}{rcrcrl}
4141 & = & 897 & + & 344315 & A \\
3534 & = & 749 & + & 287545 & A \\
2619 & = & 560 & + & 214951 & A \\
1770 & = & 398 & + & 152706 & A \\
1034 & = & 235 & + & 90049 & A \\
469 & = & 106 & + & 40786 & A
\end{array}\right\}$$

Die Addizion dieser Gleichungen gibt
$13567 = 2945 + 1130352\,A$,
woraus $A = \frac{1}{106}$ folgt.

Die allgemeine Gleichung für die erste Versuchsreihe des Herrn *Koch* ist daher $H = \frac{v^2}{4g} + \frac{v^2}{4g}\cdot\frac{41}{106\,d}$. Wird in dieser Gleichung zuerst wieder $H = 4141$ Fuss angenommen, so ist $4141 = \frac{v^2}{4\,.\,15\tfrac{5}{8}} + \frac{v^2}{4\,.\,15\tfrac{5}{8}}\cdot\frac{4\,.\,402}{106\,.\,4{,}19}$, woraus $v = \sqrt{\frac{4\,.\,15\tfrac{5}{8}\,.\,4141}{1 + \frac{4\,.\,402}{106\,.\,4{,}19}}} = 236{,}7$ Fuss, welches also von dem nach der Beobachtung ausgemittelten Werthe für die Geschwindigkeit der Luft nur um $0{,}1$ Fuss abweicht.

Nachstehende Tabellen enthalten die Berechnung der Versuche mit den längsten Röhren, deren sich Herr *Koch* bediente.

I. Versuch. Ueber die Bewegung verdichteter Luft in einer zylindrischen Röhre, deren Länge 33 Zoll 6 Linien, und der Durchmesser 4,19 Linien, Barometerstand 26 Zoll 8 Linien, Temperatur der Luft +2° *Reaum.*

Angestellt am 28. Februar 1823.

Beobachtungs-No.	Beobachtete			Berechnete			Differenz der berechneten und beobachteten Geschwindigkeit
	Druckhöhe der Luft als Wassersäule Fuss	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen	Mittlere Geschwindigkeit Fuss	Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als Wassersäule Fuss	Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als Luftsäule Fuss	Mittlere Geschwindigkeit $v=\sqrt{\frac{4g.H}{1+\frac{4l}{106d}}}$ Fuss	
1	6,46608						
		27	236,8	6,22699	4141	236,7	+ 0,1
2	5,99240						
		100	216,4	5,15955	3534	218,6	— 2,2
3	4,38899						
		100	187,1	3,66290	2619	188,2	— 1,1
4	3,00241						
		100	157,7	2,33233	1770	154,7	+ 3,0
5	1,83389						
		100	121,1	1,34787	1034	118,3	+ 2,8
6	0,93652						
		100	81,5	0,59638	469	79,6	+ 1,9
7	0,33267						

II. Versuch. Ueber die Bewegung verdichteter Luft in einer zylindrischen Röhre, deren Länge 27 Zoll 1 Linie und der Durchmesser 4,19 Linien. Barometerstand 26 Zoll 9½ Linie. Temperatur der Luft +1,5° *Reaum.*

Angestellt am 6. März 1823.

Beobachtungs-No.	Beobachtete			Berechnete			Differenz der berechneten und beobachteten Geschwindigkeit
	Druckhöhe der Luft als Wassersäule Fuss	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen	Mittlere Geschwindigkeit Fuss	Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als Wassersäule Fuss	Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als Luftsäule Fuss	Mittlere Geschwindigkeit $v=\sqrt{\frac{4g.H}{1+\frac{4l}{97d}}}$ Fuss	
1	6,46049						
		100	233,5	5,56162	3743	236,0	— 2,5
2	4,73005						
		100	202,6	3,94374	2779	203,4	— 0,8
3	3,22885						
		100	168,6	2,56602	1883	167,4	+ 1,2
4	1,97925						
		100	130,5	1,45544	1105	128,3	+ 2,2
5	1,01199						
		100	88,5	0,64240	500	86,3	+ 2,2
6	0,35643						

III. Versuch. Ueber die Bewegung verdichteter Luft in einer zylindrischen Röhre, deren Länge 21 Zoll 1 Linie und der Durchmesser 4,19 Linien. Barometerstand 26 Zoll 9½ Linien, Temperatur der Luft +1,5° *Reaum.*

Angestellt am 6. März 1823.

Beobachtungs-No.	Beobachtete			Berechnete			Differenz der berechneten und beobachteten Geschwindigkeit
				Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als		Mittlere Geschwindigkeit	
	Druckhöhe der Luft als Wassersäule Fuss	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen	Mittlere Geschwindigkeit Fuss	Wassersäule Fuss	Luftsäule Fuss	$v=\sqrt{\frac{4g.H}{1+\frac{41}{92\,d}}}$ Fuss	
1	6,51256						
		100	248,5	5,55378	3739	253,9	— 5,4
2	4 6 130						
		100	214,7	3,83474	2710	216,1	— 1,4
3	3,03065						
		100	176,9	2,38002	1756	174,0	+ 2,9
4	1,76965						
		100	132,0	1,23193	942	127,4	+ 4,6
5	0,79133						
		50	94,4	0,60380	471	90,1	+ 4,3
6	0,44159						

IV. Versuch. Ueber die Bewegnng verdichteter Luft in einer zylindrischen Röhre, deren Länge 27 Zoll 1 Linie und der Durchmesser 3,1 Linien. Barometerstand 26 Zoll 3,5 Linien, Temperatur der Luft +2,5° *Reaum.*

Angestellt am 27. Februar 1823.

Beobachtungs-No.	Beobachtete			Berechnete			Differenz der berechneten und beobachteten Geschwindigkeit
				Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als		Mittlere Geschwindigkeit	
	Druckhöhe der Luft als Wassersäule Fuss	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen	Mittlere Geschwindigkeit Fuss	Wassersäule Fuss	Luftsäule Fuss	$v=\sqrt{\frac{4g.H}{1+\frac{41}{101d}}}$ Fuss	
1	6,54960						
		200	214,6	5,64576	3870	216,7	— 2,1
2	4 80900						
		200	185,9	4,01975	2887	187,1	— 1,2
3	3,30119						
		200	155,7	2,63166	1971	154,6	+ 1,1
4	2,03793						
		200	121,3	1,50573	1168	119,0	+ 2,3
5	1,05391						
		200	82,7	0,67639	539	80,9	+ 1,8
6	0,38299						

V. Versuch. Ueber die Bewegung verdichteter Luft in einer zylindrischen Röhre, deren Länge = 21 Zoll 1 Linie und Durchmesser = 3,1 Linien. Barometerstand 26 Zoll 9,5 Linien, Temperatur der Luft + 1,5° *Reaum.* Angestellt am 6. März 1823.

Beobachtungs-No.	Beobachtete			Berechnete			Differenz der berechneten und beobachteten Geschwindigkeit
	Druckhöhe der Luft als Wassersäule Fuss	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen	Mittlere Geschwindigkeit Fuss	Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als Wassersäule Fuss	Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als Luftsäule Fuss	Mittlere Geschwindigkeit $v=\sqrt{\dfrac{4g.H}{1+\dfrac{4l}{95d}}}$ Fuss	
1	6,47306						
		200	226,4	5,51651	3717	229,1	— 2,7
2	4,63639						
		200	194,7	3,80569	2692	195,0	— 0,3
3	3,05692						
		200	158,9	2,36873	1749	157,2	+ 1,7
4	1,76818						
		200	118,5	1,24076	948	115,7	+ 2,8
5	0,80651						

VI. Versuch. Ueber die Bewegung verdichteter Luft in einer zylindrischen Röhre, deren Länge = 35 Zoll und Durchmesser 5,94 Linien, Barometerstand 26 Zoll 11 Linien, Temperatur der Luft + 4,75° *Reaum.* Angestellt am 12. Februar 1823.

Beobachtungs-No.	Beobachtete			Berechnete			Differenz der berechneten und beobachteten Geschwindigkeit
	Druckhöhe der Luft als Wassersäule Fuss	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen	Mittlere Geschwindigkeit Fuss	Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als Wassersäule Fuss	Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als Luftsäule Fuss	Mittlere Geschwindigkeit $v=\sqrt{\dfrac{4g.H}{1+\dfrac{4l}{101d}}}$ Fuss	
1	6,42236						
		50	243,0	5,48018	3740	248,0	— 5,0
2	4,61270						
		50	212,1	3,78174	2708	211,0	+ 1,1
3	3,03323						
		50	173,5	2,34296	1751	169,7	+ 3,8
4	1,74169						
		50	127,7	1,22018	944	124,6	+ 3,1
5	0,79121						

VII. Versuch. Ueber die Bewegung verdichteter Luft in einer zylindrischen Röhre, deren Länge 40 Zoll 9 Linien und Durchmesser 6,15 Linien. Barometerstand 26 Zoll 10,25 Linien, Temperatur der Luft + 4,5° *Reaum.* Angestellt am 18. März 1823.

	Beobachtete			Berechnete			
Beobachtungs-No.	Druckhöhe der Luft als Wassersäule Fuss	Zeitdifferenz in Chron. Schlägen	Mittlere Geschwindigkeit Fuss	Druckhöhe für die mittlere Geschwindigkeit als		Mittlere Geschwindigkeit $v=\sqrt{\frac{4g.H}{1+\frac{41}{114d}}}$ Fuss	Differenz der berechneten und beobachteten Geschwindigkeit
				Wassersäule Fuss	Luftsäule Fuss		
1	6,45488						
		50	244,8	5,43392	3716	247,6	— 2,8
2	4,50079						
		50	206,3	3,63084	2614	207,6	— 1,3
3	2,85422						
		50	167,1	2,13545	1607	162,8	+ 4,3
4	1,52076						
		50	116,6	1,00121	781	113,5	+ 3,1
5	0,58985						

§. 341.

Die Werthe für den Koeffizenten A erscheinen in den berechneten 7 Versuchen sehr übereinstimmend. Im ersten Versuche ist nämlich $A = \frac{1}{106} = 0{,}009434$, im zweiten Versuche $A = \frac{1}{97} = 0{,}010309$, im dritten Versuche $A = \frac{1}{92} = 0{,}010870$, im vierten Versuche $A = \frac{1}{101} = 0{,}009901$, im fünften Versuche $A = \frac{1}{95} = 0{,}010526$, im sechsten Versuche $A = \frac{1}{101} = 0{,}009901$, endlich im siebenten Versuche $A = \frac{1}{114} = 0{,}008772$. Die Summe aus diesen Werthen gibt mit 7 dividirt den Mittelwerth $A = 0{,}009959 = \frac{1}{100}$.

Wir erhalten demnach bei der Annahme dieses Mittelwerthes die Gleichung für die Bewegung der Luft in Röhrenleitungen $H = \frac{v^2}{4g} + \frac{41}{d} \cdot \frac{v^2}{100 . 4g} = \frac{v^2}{4g} + \frac{1}{25\,d} \cdot \frac{v^2}{4g}$ $= \frac{56{,}4\,a . 8 . 28\,(1 + 0{,}0002155\,t)\left(1 + \frac{3t}{640}\right)\left(1 + \frac{x}{20000}\right)}{0{,}0752585\,(8h + 7a)}$. Nach Vornahme der angezeigten Multiplikazionen und Divisionen erhalten wir die vollständige **Gleichung für die Bewegung der Luft in zylindrischen Röhren**

$H = \frac{0{,}0131148(1 + 0{,}0002155\,t)\,(640 + 3t)\,(20000 + x) . a}{8h + 7a} = \frac{v^2}{4g}\left(1 + \frac{1}{25\,d}\right)$. In dieser Gleichung muss der Barometerstand h in paris. Zollen, so wie derselbe beobachtet wurde, die Temperatur t der Luft in *Reaumur*'schen Graden, die Höhe x des Ortes über der Meeresfläche in paris. *Toisen*, dann die wirksame Druckhöhe a als Wassersäule in Fussen substituirt werden. Wird ferner die Länge l der Röhrenleitung und der Durchmesser d in einem gleichnamigen Maasse substituirt, so erhält man die Geschwindigkeit v, womit sich die Luft in der Röhrenleitung bewegt, in Fussen.

In der Ausübung wird die Höhe a der drückenden Wassersäule bei Gebläsen nach den Erfahrungen bestimmt, welche über die Verbrennung jeder Art Kohle mit Rücksicht auf die Konstrukzion der Hochöfen vorhanden sind; die Höhe x und h, dann t werden für die Lokalität angenommen, ist nun noch l und d bekannt, so lässt sich v berechnen, oder wenn v und l gegeben ist, der Durchmesser d der Windleitung finden.

§. 342.

Zur bessern Beurtheilung des Widerstandes, welchen verdichtete Luft bei ihrer Fortleitung in Röhren findet, wollen wir die gefundene Formel in einigen besondern Fällen näher betrachten.

$1^{\text{tens.}}$ Wäre die Länge der Röhrenleitung $l = 0$, so ist $H = \frac{v^2}{4g}$ und $v = 2\sqrt{g.H}$, wie aus den ersten Grundsätzen über die Bewegung flüssiger Körper bekannt ist.

$2^{\text{tens.}}$ Ist $l = 25\,d$, so ist $H = \frac{v^2}{4g}(1 + 1) = \frac{2v^2}{4g}$; wenn also die Länge der Röhrenleitung nur 25mal so gross, als der Durchmesser derselben ist, so wird schon die Hälfte von der vorhandenen Druckhöhe zur Ueberwältigung der Widerstände verwendet. Für die Bewegung des Wassers haben wir für den ähnlichen Fall $l = 45\,d$ im §. 141, II. Band abgeleitet.

$3^{\text{tens.}}$ Um zu zeigen, welchen Einfluss die Länge der Röhrenleitung auf die Bewegung der Luft nehme, wollen wir die Länge $l = 182$ Fuss und den Durchmesser $d = 18$ Zoll, demnach einen gleichen Fall wie §. 327 bei dem Gebläse für den zweiten Hochofen in *Maria-Zell* annehmen. Es wird also die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft sich in der Röhre bewegt $v = \sqrt{\frac{4g.H}{1 + \frac{l}{25\,d}}} = \sqrt{\frac{4g.H}{1 + \frac{182.12}{18.25}}} = 0{,}413\sqrt{4g.H}$ seyn. Wäre dagegen die Länge $l = 0$, so ist $v' = \sqrt{4g.H}$. Hieraus sehen wir, dass die Luft bei der Annahme einer 182 Fuss langen Röhrenleitung sich in einer 18zölligen Röhrenleitung nur mit 0,413, oder mit weniger als der Hälfte jener Geschwindigkeit bewegt, welche bei einem unmittelbaren Ausfluss aus dem Gebläse bei einer in beiden Fällen gleich grossen Druckhöhe eintreten würde.

Weil aber die Luftleitung doch wenigstens eine Länge von $\frac{1}{10}.182 = 18{,}2$ Fuss in der Ausübung erhalten muss, so haben wir für diesen Fall $v'' = \sqrt{\frac{4g.H}{1 + \frac{18{,}2.12}{18.25}}} = 0{,}821\sqrt{4g.H}$. Wird diese Geschwindigkeit mit der oben berechneten $v' = \sqrt{4g.H}$ verglichen, so sehen wir, dass nun nicht ganz der fünfte Theil an Geschwindigkeit durch die Röhrenwiderstände verloren geht. Vergleicht man $v'' = 0{,}821\sqrt{4g.H}$ mit $v = 0{,}413\sqrt{4g.H}$, so verhalten sich diese Geschwindigkeiten wie 2 : 1; es würde also die Geschwindigkeit der Luft auf das Doppelte vermehrt werden, wenn man die Röhrenleitung von 182 Fuss auf 18,2 Fuss vermindern könnte.

4tens. Eine ähnliche Betrachtung ergibt sich bei Berücksichtigung der Grösse des Durchmessers. Würde derselbe bei dem *Maria-Zeller* Gebläse von 18 Zoll auf 9 Zoll vermindert, so wäre die Geschwindigkeit $v''' = \sqrt{\frac{4g.H}{1 + \frac{182.12}{9.25}}} = 0{,}306\sqrt{4g.H}$, demnach wäre jetzt eine Verminderung der Geschwindigkeit bei derselben Röhrenlänge (182 Fuss) von 4 : 3 eingetreten. Die gegenwärtige Geschwindigkeit $v''' = 0{,}306\sqrt{4g.H}$ verglichen mit jener bei 18,2 Fuss Röhrenlänge und $d = 18$ Zoll, welche wir $v'' = 0{,}821\sqrt{4g.H}$ fanden, gibt $v''' : v'' = 0{,}306 : 0{,}821 = 3 : 8$ beinahe. Aus beiden Rechnungen erhellet, wie nothwendig es sey, den Durchmesser der Röhrenleitungen möglichst gross anzunehmen, indem hievon die Geschwindigkeit der Luft wesentlich bedingt wird. Ohne der Annahme eines Durchmessers von 18 Zoll würde das *Maria-Zeller* Gebläse bei der bedeutenden Länge von 182 Fuss noch weniger entsprochen haben, als es wirklich der Fall war, und man hätte sich in der Lage befunden, statt der Hinzufügung von 3 Zylindern, wie §. 327 bemerkt wurde, entweder noch mehrere Zylinder beizugeben, oder das Gebläse ganz umzubauen.

In England hat man schon vor langer Zeit die Grösse des Widerstandes, welchen die Luft in langen Leitungen findet, aus der Erfahrung kennen gelernt. Der berühmte *John Wilkinson* liess ein Gebläse an einem Bache durch ein Rad betreiben, und leitete nun durch genau zusammengefügte luftdichte Röhren den Wind in einen 800 Klafter entfernten Schmelzofen. Nachdem die Maschine durch eine bedeutende Kraft in Gang gebracht war, zeigte sich, dass am Ende der Röhre durch die Düse beinahe keine Luft herausging. Man untersuchte die Zusammenfügungen der Röhren durch Anhalten brennender Kerzen, konnte aber nirgends Oeffnungen auffinden. *Wilkinson* meinte nun, dass das Leitungsrohr irgend wo verstopft sey, und steckte vorn am Gebläse eine Katze hinein, welche aber richtig nach einiger Zeit am Ende des Rohres bei dem Ofen herauskroch. Erst nachdem man das Leitungsrohr auf 300 bis 400 Klafter abkürzte, gab es Luft, und zwar desto mehr, je kürzer es gemacht wurde.

Es unterliegt nun zwar keinem Zweifel, dass die Luft auch bei einem noch so langen, genau schliessenden Leitungsrohre am andern Ende herausdringen müsse; allein der bedeutende Widerstand, welchen die Luft bei ihrer Bewegung in einem so langen Rohre findet, verursacht, dass die Luft wirklich nicht durch die Röhre gelangt, sondern gleich bei ihrem Eintritte in dieselbe aufgehalten und zurückgedrängt wird. Es ist zu bedauern, dass die wenigen Versuche, welche bisher über die Bewegung der Luft in sehr langen Röhren angestellt wurden, untereinander gar nicht stimmen, welches ohne Zweifel von dem grössern oder geringern Entweichen der Luft in der Leitung herrührt. Die Anstellung genauer Versuche über diesen wichtigen Gegenstand, so wie auch über den Widerstand der Luft in Krümmungen der Röhren erscheinen daher sehr wünschenswerth, nur bieten diese Versuche weit mehr Schwierigkeit, als jene über die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen dar. Aus den von Herrn *Koch* angestellten und von uns berechneten Versuchen kann man inzwischen für jeden Fall als wichtig ansehen, jedes Gebläse so nahe als möglich zu dem Hochofen zu stellen, und die Leitungsröhren gehörig weit anzunehmen.

§. 343.

Nach dem Vorgetragenen lässt sich nun die Berechnung für die Anlage eines Gebläses machen. Wäre die Leitungsröhre durchaus gleich weit, demnach am Ende derselben keine Düse angebracht, so fände die in den vorigen §§. abgeleitete Gleichung $H = \frac{C^2}{4g} + \frac{4l}{d} \cdot \frac{C^2}{100 . 4g}$ Statt, wo C die Geschwindigkeit der Luft in der Windleitung bezeichnet. Da jedoch bei jedem Gebläse an das Leitrohr eine weit schwächere Ansatzröhre befestigt ist, so tritt hier ein gleicher Fall, wie bei der Ausströmung des Wassers aus Springbrunnen (§. 156, II. Band) ein; bezeichnet also V die Geschwindigkeit, womit die Luft aus der Düse ausströmt, so ist $H = \frac{V^2}{4g} + \frac{4l}{d} \cdot \frac{C^2}{100 . 4g}$. Es sey der Durchmesser am Ende der Düse $= \delta$ und die Querschnittsfläche $= \varphi$, so haben wir, wenn m den Zusammenziehungskoeffizienten beim Ausströmen der Luft bezeichnet, $\frac{1}{4} m . \pi . \delta^2 . V = \frac{1}{4} \pi . d^2 . C$, folglich $H = \frac{V^2}{4g} + \frac{4l . m^2 . \delta^4 . V^2}{100\, d^5 . 4g} = \frac{V^2}{4g}\left(1 + \frac{4l . m^2 . \delta^4}{100\, d^5}\right)$, woraus $V = 2\sqrt{\frac{g . H}{1 + \frac{4l . m^2 . \delta^4}{100\, d^5}}}$. Die Druckhöhe der verdichteten Luft wird durch die Wassersäule a gemessen; bezeichnet also λ das Gewicht eines Kubikfusses verdichteter Luft, so muss $56{,}4\, a = \lambda . H$ seyn. Hieraus folgt $H = \frac{56{,}4\, a}{\lambda}$, und wenn dieser Werth substituirt wird, $V = 2\sqrt{\frac{g . 56{,}4\, a}{\left(1 + \frac{4l . m^2 . \delta^4}{100\, d^5}\right)\lambda}}$. Der kubische Inhalt der in einer Sekunde durch die Düse ausströmenden Luftmenge ist daher

$$= m . \varphi . 2\sqrt{\frac{g . 56{,}4\, a}{\left(1 + \frac{4l . m^2 . \delta^4}{100\, d^5}\right)\lambda}},$$

und das Gewicht dieser ausgeströmten Luftmenge

$$= m . \varphi . 2\sqrt{\frac{g . 56{,}4\, a . \lambda}{1 + \frac{4l . m^2 . \delta^4}{100\, d^5}}}.$$

Wird statt λ der §. 335 gefundene Werth gesetzt, so erhalten wir das Gewicht der ausströmenden Luft, oder den Effekt des Gebläses in einer Sekunde

$$= m . \varphi . 2\sqrt{\frac{56{,}4\, g . a . 0{,}0752585\,(8h + 7a)}{8.28\,(1 + 0{,}0002155\, t)\left(1 + \frac{3t}{640}\right)\left(1 + \frac{x}{20000}\right)\left(1 + \frac{4l . m^2 . \delta^4}{100\, d^5}\right)}}.$$

Aus diesem Ausdrucke sehen wir, dass einem Hochofen in jenem Falle ein grosses Gewicht an Luft zugeführt wird, wenn der Zusammenziehungskoeffizient m gross ist, also wenn die Düse nach der Richtung des zusammen gezogenen Luftstrahles konstruirt wird; ferner wenn das Wasser im Windmesser und das Quecksilber im Barometer hoch steht, wenn die Länge l des Zuleitungsrohres der Luft gering ist; dann aber vorzüglich, wenn der Durchmesser δ der Düse im Verhältnisse zum Durchmesser d des Leitrohres klein ist. Ist x klein, so wiegt auch die ausgeströmte Luft mehr, also wird ein Geblässe in einem Thale mehr, als auf einem hohen Berge leisten. Endlich soll auch t klein werden, es ist daher vortheilhaft, das Gebläse an einem möglichst kühlen Orte aufzustellen. Da nun im Winter in der Regel der Barometerstand grösser, und ohnehin die Temperatur kleiner ist, so werden alle Geblässe bei zunehmender Kälte weit besser, als im Sommer bei grosser Hitze gehen. Herr *Karsten* sagt im zweiten Theile seiner Eisenhüttenkunde, zweite Auflage, *Berlin* 1827, Seite 493: „Ein Ge„bläse wird im Winter, oder bei niedriger Temperatur, eine weit grössere Wirkung hervorzu-

„bringen vermögen, als im Sommer, oder bei einer sehr erwärmten Luft". Dasselbe wurde durch die Erfahrung, vorzüglich bei den grossen Hochöfen bestättigt.

§. 344.

Wir können nun die Gleichung zwischen Kraft und Last aufstellen. Wird die Querschnittsfläche F des Kolbens mit der Höhe der Wassersäule im Windmesser, oder mit a und mit 56,4 multiplizirt, so gibt $56{,}4\,F\,.\,a$ das Gewicht oder die Last, welche jeder Kolben verursacht, indem sich das eigene Gewicht des Kolbens während einer Umdrehung aufhebt, weil er einmal zu heben ist, und dann wieder mit seinem Gewichte die Bewegung der Maschine erleichtert. Hieraus entsteht nun für jede Umdrehung des Wasserrades, wenn wir die Hubshöhe des Kolbens mit b bezeichnen, das Moment $56{,}4\,F\,.\,a\,.\,b$, und für N Kolben $N\,.\,56{,}4\,F\,.\,a\,.\,b$, da dieser Widerstand sich nur während dem Herausdrücken der Luft äussert.

Da N Kolben vorhanden sind, so beträgt die Reibung derselben $\frac{N\,.\,56{,}4\,F\,.\,\mu\,.\,a}{D}$ und dieser Widerstand äussert sich je nach der Gattung der Liederung gleich gross, oder minder, bei dem Herabgehen der Kolben. Bei der Liederung mit Federleisten ist der Widerstand im Hinauf- und Herabgehen der Kolben gleich gross, es wird also das Moment des Reibungswiderstandes aller N Kolben für eine Umdrehung des Wasserrades $= \frac{N\,.\,56{,}4\,F\,.\,\mu\,.\,a\,.\,2b}{D}$ seyn.

Ist P der ganze Druck auf den Zapfen der Wasserradswelle und r der Halbmesser desselben, so beträgt $m'.P.2\pi.r$ das Bewegungsmoment der Zapfenreibung, und wird das Gebläse durch ein unterschlächtiges Rad betrieben, so erhalten wir gleichfalls dessen Bewegungsmoment für eine Umdrehung, wenn wir die Kraft des Rades mit der Peripherie desselben multipliziren. Die vollständige Gleichung zwischen Kraft und Last ist daher:

$$f\,.\,c\left(1-\frac{c^2}{3\,n^2\,(c-v)^2}\right)\left(\frac{c-v}{2g}\right)2\pi\,.\,R = N\,.\,F\,.\,a\,.\,b+\frac{N\,.\,F\,.\,\mu\,.\,a\,.\,2b}{D}+\frac{m'.\,P.\,2\pi\,.\,r}{56{,}4}.$$

Zur Bestimmung des Effektes bemerken wir, dass in der Umdrehungszeit des Wasserrades oder in $\frac{2\pi.R}{v}$ Sekunden der kubische Inhalt der Luft $N\,.\,F\,.\,b$ angesaugt wird; das Gewicht hievon ist $L\,.\,N\,.\,F\,.\,b$, wenn L das Gewicht eines Kubikfusses atmosphärischer Luft bezeichnet. Es wird also das Gewicht der angesaugten Luft in einer Sekunde $= \frac{L\,.\,N\,.\,F\,.\,b\,.\,v}{2\pi\,.\,R}$ seyn, und diess ist zugleich der Effekt, wenn auf den Verlust bei Kolben, Ventilen und in der Windleitung inzwischen keine Rücksicht genommen wird.

Wird die Grösse $2\pi\,.\,R$ aus der Gleichung zwischen Kraft und Last gesucht, so ist der

$$\text{Effekt des Gebläses in einer Sekunde in Pfunden} = \frac{L\,.\,f\,.\,c\left(1-\frac{c^2}{3\,n^2\,(c-v)^2}\right)\left(\frac{c-v}{2g}\right)v}{a\left(1+\frac{2\mu}{D}\right)+\frac{m'.\,P.\,2\pi\,.\,r}{56.4\,N\,.\,F\,.\,b}}.$$

Dieser Effekt soll nun zuerst in Bezug auf das Bewegungsmoment des Wasserrades ein Maximum werden. In der Tabelle Seite 353, II. Band erscheinen die grössten Bewegungsmomente für verschiedene Werthe von n. Ist das Wasserrad so konstruirt, dass zu gleicher Zeit $n=4$ Schaufeln im Wasser gehen, so ist der grösste Effekt in einer Sekunde in Pfunden

$$= \frac{L \,.\, 0{,}4614\, f \,.\, c^3}{4\, g \left\{ a \left(1 + \frac{2\mu}{D}\right) + \frac{m' . P . 2\pi . r}{56{,}4\, N . F . b} \right\}}.$$

Oben wurde aber auch angegeben, dass das Gewicht, welches in einer Sekunde in den Hochofen strömt

$$= m . \varphi . 2 \sqrt{\frac{56{,}4\, g \,.\, a \,.\, 0{,}0752585\, (8\, h + 7\, a)}{8\; 28\, (1 + 0{,}0002155\, t)\left(1 + \frac{3\, t}{640}\right)\left(1 + \frac{x}{20000}\right)\left(1 + \frac{41 . m^2 . \delta^4}{100\, d^5}\right)}}.$$

Diese beiden Ausdrücke sind daher einander gleich. Wird nun statt L oder dem Gewichte eines Kubikfusses atmosphärischer Luft der §. 335 angeführte Werth gesetzt, so ist

$$\frac{0{,}4614\, f . c^3}{4 g \left\{ a . \left(1 + \frac{2\mu}{D}\right) + \frac{m' . P . 2\pi . r}{56{,}4 N . F . b} \right\}} = m . \varphi . 2 \sqrt{\frac{56{,}4 g . a . 28 (8 h + 7 a)(1 + 0{,}0002155 t)\left(1 + \frac{3\, t}{640}\right)\left(1 + \frac{x}{20000}\right)}{8 \,.\, 0{,}0752585\, h^2 . \left(1 + \frac{41 . m^2 . \delta^4}{100\, d^5}\right)}}.$$

Nach diesen Formeln lässt sich nun die Anlage eines jeden Gebläses berechnen, wenn es durch ein unterschlächtiges Rad betrieben wird. Es muss jedoch wiederholt errinnert werden, dass von dem Resultate der Windverlust, welcher sich grösstentheils nach der praktischen Ausführung der Maschinenanlage richtet, abzuziehen kommt.

§. 345.

Bei dem Gebläse in *Neujoachimsthal* macht jedes oberschlächtige Rad in der Regel vier Umdrehungen in der Minute. Da nun die Stirnräder an den Wasserradswellen eben so gross, als das Stirnrad der exzentrischen Räder ist, so machen auch diese Räder vier Umdrehungen in jeder Minute. Der kubische Inhalt, welcher in einer Minute angesaugt wird, ist daher für einen Kasten $4 . 4^1/_3 . 4 . 4$ und für alle 3 Kästen $3 . 4 . 4^1/_3 . 4 . 4 = 832$ Kubikfuss, wofür Seite 436 nur 800 Kubikfuss angenommen wurden, da ohnehin der Wasserzufluss nicht immer vollkommen gleich ist, und auch der Hochofenbetrieb zeitweise wechselt. Wollte man den Verlust bei Kolben, Ventilen und in der Windleitung mit ein Viertel annehmen, so erhalten wir 624 Kubikfuss atmosphärische Luft, welche in jeder Minute wirklich in den Hochofen gelangt. Schlägt man das Gewicht eines Kubikfusses Luft zu $^1/_{14}$ N. Oe. Pfund an, so ist das Gewicht der in einer Minute in den Hochofen eingeströmten Luft $= {}^1/_{14} . 624 = 44{,}6$ Pfund, und in einem Tage beträgt diess Gewicht $^1/_{14} . 624 . 60 . 24 = 64183$ N. Oe. Pfund. Hieraus lässt sich das Gewicht der Luft berechnen, welche zur Verbrennung eines Zentners Kohle oder auch, welches zur Erzeugung eines Zentners Roheisen erfordert wird.

Der Durchmesser des Theilrisses der oberschlächtigen Räder misst 30 Fuss, es wird demnach im Theilrisse bei vier Umdrehungen in der Minute eine Geschwindigkeit $= \frac{4 . 3{,}1416 . 30}{60} = 6{,}23$ Fuss seyn. Da die Grösse a, welche in den Tabellen §. 307 und 309, II. Band vorkommt, in unserm Falle mit 1 Fuss angenommen werden kann, oder $\frac{R}{a} = 15$ ist, so finden wir in der Tabelle, Seite 424, hiefür die Geschwindigkeit $5{,}87 \sqrt{a} = 5{,}87$ Fuss, welche von unserer Geschwindigkeit nicht viel abweicht.

Derselben Tabelle zu Folge beträgt der Verlust an Kraft 23 Prozent, wird hiezu für die Reibung der Zapfen des Wasserrades beiläufig 3 Prozent zugerechnet, so ist der ganze Verlust 26 Prozent, demnach das wirksame Gefälle $= \frac{74}{100} \cdot 69 = 51$ Fuss. Ist die in einer Sekunde zufliessende Wassermenge $= \frac{1}{2}$ Kubikfuss, so ist das Moment des Rades in einer Sekunde $= 56{,}4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 51 = 1438$, die Kraft beider oberschlächtiger Wasserräder kommt daher jener von $3\frac{1}{2}$ Pferden gleich.

Wollte man zur Vermeidung einer weitläufigern Rechnung annehmen, dass der Kolben nur während $3\frac{1}{3}$ Fuss Hubshöhe die komprimirte Luft (mit 2 Fuss Wassersäule im Windmesser) zu bewegen hat, und daher während der übrigen Hubshöhe von 1 Fuss nur ein Zusammendrücken der Luft Statt findet, so ist die Last eines Kolbens $= 56{,}4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4$ während der Hubshöhe von $3\frac{1}{3}$ Fuss. Da nun drei Kästen vorhanden sind, und in einer Minute vier Umdrehungen Statt finden, so ist das Bewegungsmoment der Last in einer Sekunde $= \frac{56{,}4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 3\frac{1}{3} \cdot 3 \cdot 4}{60} = 1203$, es wird also der Ueberrest oder das Bewegungsmoment von $1438 - 1203 = 235$ zur Ueberwältigung der Kolbenreibung und der andern Widerstände verwendet.

XIII. Kapitel.

Hammerwerke.

§. 346.

Unter **Hammerwerken** verstehen wir solche Maschinen, wodurch die Form und Dichtigkeit der Metalle mittelst Schlägen schwerer Hämmer verändert wird; der Zweck dieser Maschinen ist daher, das Eisen oder andere Metalle zu hämmern, zu strecken und auszugleichen, oder überhaupt dem Metalle eine bestimmte Form zu geben. Da alles diess durch die hinter einander folgenden Schläge oder Stösse des Hammers erfolgt, so muss sich die Berechnung der Hammerwerke auf die allgemeine Theorie vom Stosse der Körper gründen.

Bei jedem Schlage werden die Theile des Eisens zwischen einander getrieben, nämlich die obern Theile abwärts und die untern aufwärts, demnach werden bei jedem Schlage alle Theile des untergelegten Metallstückes in Bewegung gesetzt. Hieraus folgt, dass das Hämmern um so schwerer sey, je dicker das Eisen ist, oder je mehr Theile den Hammerschlägen widerstehen und das Eindringen der äussern Theile zwischen die innern verhindern. Dass übrigens bei dem Hämmern nicht bloss die obern Theile des Eisens in dasselbe hineingetrieben werden, folgt daraus, weil der Amboss während des Schlages eben so stark wie der Hammer drückt, demnach auch die untern Theile gegen die mittlern gedrückt werden.

Die Hämmer unterscheiden sich vorzüglich durch ihr **Gewicht**. Der Hammer des Kleinschmiedes oder Hufschmiedes wird mit der Hand geführt und kann daher nur einige Pfunde wiegen; dagegen ist das Gewicht des Hammers, welcher von einem Grobschmiede oder sogenannten Hammerschmiede gebraucht wird, weit bedeutender.

Nebst dem Gewichte des Hammers übt auch die **Höhe, auf welche er gehoben wird**, einen wesentlichen Einfluss aus, denn jeder Körper, der von einer grössern Höhe herabfällt, macht einen grössern Eindruck auf die Theile, welche den Schlag empfangen.

In den böhmischen Eisenstabhütten haben die Hämmer ein Gewicht von 6 bis 7 böhm. Wag oder 180 bis 210 böhm. oder 165 bis 192,5 N. Oe. Pfund. In den steierischen Stabhütten wiegen die Streckhämmer 3 bis 4 Zentner, die Grobhämmer 6 bis 7 Zentner; in den englischen *Puddel*-Werken wiegen aber die gusseisernen Hämmer 90 bis 100 Zentner.

Alle diese Hämmer, welche bei dem Schmieden des Eisens in den sogenannten Frischhütten gebraucht werden, wo das Roheisen geschmeidig gemacht, oder in schmiedbares Stabeisen verwandelt wird, haben ein zu grosses Gewicht, um mit der Hand regiert zu werden, es muss daher die Bewegung solcher Hämmer immer mittelst einer Maschine bewirkt werden; dieses ist aber noch mehr der genauen Arbeit wegen nöthig, weil bei den Hämmern ein Schlag genau auf denselben Ort fallen muss, um keinen Stab zu zerschlagen. Ein jeder sogenannte falsche Schlag kann hier nicht mehr verbessert werden, ohne das Ganze zu überarbeiten, welches aber immer mit einem bedeutenden Aufwand an Zeit, Kohlen, Eisen und Arbeitslohn verbunden wäre.

§. 347.

Da das Praktische der Hammerwerksmanipulazion nicht hieher gehört, so übergehen wir sogleich zur Beschreibung eines grossen Werkes dieser Art, nämlich des fürstl. *Fürstenberg*'schen Hammerwerkes zu *Rostock* in Böhmen, wovon bereits Seite 428 im Allgemeinen gesprochen wurde.

Sämmtliche zu diesem Hammerwerke gehörigen Gebäude liegen am rechten Ufer des *Beraun*-Flusses, gegenüber der Einmündung des *Rakonitzer* Baches, ½ Stunde von dem alten Bergschlosse *Pürglitz*, welches oben erwähnter Bach umfliesst. Wie der Situationsplan Fig. 1, Tab. 101. Tab. 101 nachweiset, sind die Hämmer in zwei abgesonderten Gebäuden a, a befindlich, zwischen beiden sind die Wassergerinne angebracht, und die Verbindung derselben wird durch zwei Brücken erzielt, wovon eine oberhalb bei den Schützen, die andere unterhalb der Gebäude am Ausfluss der Gerinne angelegt wurde. Längs dem rechts gelegenen breitern Gebäude, und 9 Klafter davon entfernt, steht die Kohlenschupfe b, in welcher die zum Betrieb der Frischfeuer nöthigen Holzkohlen aufbewahrt werden, etwas flussabwärts ist ein kleines Gebäude c zur Aufbewahrung des nöthigen Werkholzes, als Hammerhelme, Theile von Wasserrädern u. dgl. Auf der andern Seite der Kohlenschupfe d. i. etwas flussaufwärts befindet sich die Wohnung d des Kohlenmessers, dessen Schuldigkeit es ist, die für ein Frischfeuer zu jeder Schichte nöthigen, und genau bemessenen Kohlen, den Hammerschmieden zu verabfolgen. In demselben Gebäude ist auch das Gewölbe für bereits gefrischtes Eisen untergebracht; das Gewölbe für das Roheisen ist aber im kleinern Hammergebäude.

Verfolgt man den Weg flussaufwärts, so kommt man sogleich zum Schichtamtsgebäude e, in welchem sich nebst dem Amts- und Kassa-Zimmer, die Wohnungen des Schichtmeisters, und Schichtamtsschreibers befinden; dazu gehören auch noch einige im Hofe befindliche Wirthschaftsgebäude. Sodann folgen drei 1 Stock hohe Gebäude f, f, f mit den Wohnungen der Hammerschmiede, so dass in allen dreien acht Meister mit den nöthigen Gesellen und Lehrlingen zu den Frischfeuern und Zain-Hammer wohnen, nebstdem aber auch noch im obersten Gebäude ein Kleinschmied mit seiner Werkstatt untergebracht ist, der die zu den Werken nöthigen Schmiedeisenarbeiten herzustellen hat. In g ist das Wirthshaus, h die Ueberfuhr, und endlich oben an dem Wehre i das Schleussenhaus, in welchem der Wasserstand in Hammergraben regulirt wird. Von diesen genannten zum Betriebe des Werkes nöthigen Gebäuden sollen nun diejenigen sammt allen einzelnen Theilen genau beschrieben werden, welche auf den Gang der Maschinerie unmittelbar Einfluss nehmen.

§. 348.

Das zur Bewegung der Wasserräder nöthige Wasser wird mittelst eines Wehres in den Hammergraben und durch diesen bis zu den Werken, so wie auch wieder von ihnen in den Fluss geleitet. Das Wehr schneidet das Flussbett rechtwinkelig und fast in gerader Richtung, indem bloss die Mitte derselben um 3 Fuss von der geraden Richtung abweicht, und zwar flussaufwärts gekrümmt ist, wodurch das überfallende Wasser nicht gegen die Ufer, sondern mehr gegen die Mitte des Flusses geworfen wird. Die Breite des Wehres ist 4 Klafter 6 Zoll, die ganze Länge sammt den beiderseitigen Steinkästen 44 Klafter 1 Fuss;

davon kommt auf den rechten Steinkasten	1 Klafter	3 Fuss,
von da bis zum Steinkasten des Durchlasses	20 „	1 „
der rechte Steinkasten am Durchlass	1 „	3 „
der Durchlass im Lichten	3 „	0 „
der linke Steinkasten am Durchlass	1 „	3 „
das Wehr von da bis zum linken Ufer	15 „	0 „
der Steinkasten am linken Ufer	1 „	3 „
zusammen obige	44 Klafter	1 Fuss.

Durch dieses Wehr wird das Wasser des *Beraun*-Flusses $4\frac{1}{2}$ Fuss aufgestaut und es ist wie aus dem Grundriss und Profil Fig. 8 und 9, Tab. 101 zu ersehen ist, ganz von Holz erbaut. Um den bedeutenden Wasserdruck von 4 Fuss 6 Zoll, und den in diesem engen Thale mit furchtbarer Gewalt dahin rollenden Eismassen den erforderlichen Widerstand zu leisten, und zugleich die bedingte Wasserdichtigkeit zu erzielen, wurde diesem Wehr die dargestellte, durch die Erfahrung bewährte Konstrukzion gegeben. Der obere Theil bildet fünf, 9 bis 12 Zoll hohe Absätze, um die Gewalt des herabstürzenden Wassers nach und nach zu schwächen, und das Auswühlen des Grundes unterhalb des Wehres so viel als möglich zu verhindern. Fig. 8 und 9 sind A, A die zwei obersten Hauptschwellen, jede 18 Zoll breit und 15 Zoll hoch von Eichenholz, welche vorzüglich dazu dienen, die Bedielung der untern Felder von vorne zu schützen, die von dieser Seite angegriffen der Gewalt nicht widerstehen könnte; B, B... sind acht Stück 12 Zoll breite und hohe Mittelschwellen von Tannenholz, welche zur Unterlage der darüber befindlichen Bedielung dienen. Die lichten Zwischenräume zwischen den Schwellen sind nicht über 3 Fuss breit, damit die Bedielung öfter befestigt werden könne.

Tab. 101.

Längs den Schwellen B und Kronenhölzern A sind 5 Fuss von Mitte zu Mitte die 3 bis $3\frac{1}{2}$ Klafter langen, 10 bis 12 Zoll starken tannenen Grundpiloten C, C.. so tief als möglich mit einem 6 Zentner schweren Rammbär bei 4 Fuss Fallhöhe bis zum Stillstand eingeschlagen worden; alsdann wurden die 3 Zoll starken Zapfen nach der Schnur mit einer gewöhnlichen Handsäge bis auf die gehörige Tiefe eingeschnitten, und die Schwellen, in welche nach diesen Zapfen die Löcher ganz durchgestemmt waren, auf die Pfähle gesetzt und mittelst einer Handramme herabgetrieben. Die oberhalb hervorragenden Zapfenenden wurden hierauf abgesägt, und mit eichenen Keilen gehörig verkeilt. An diese Schwellen, und zwischen sie wurden die 5 Bürstenwände D gleichsam zwischen Zwingen eingeschlagen, wodurch man ihr regelmässiges Eindringen erzielte. Diese Bürsten sind fast eben so lang, wie die Grundpiloten, ebenfalls von Tannenholz, aus 12 Zoll dicken Bäumen, 9 Zoll breit und 6 Zoll dick gesägt worden; sie stehen ganz dicht an einander, und da, wo sie sich berühren, sind ihre Flächen ganz glatt behauen. Sie dienen vorzüglich dazu, das Wehr recht wasserdicht zu machen, und die oberste Reihe, welche ohne Unterbrechung von einem Ufer bis zum andern geht, und sowohl den Durchlass, als die Steinkästen umgiebt, dient auch zum Schutz für das ganze Wehr. Sämmtliche Piloten und Bürsten sind wegen dem steinigten Erdreich mit eisernen 12 bis 15 Pfund schweren Schuhen versehen. Der innere leere Raum zwischen den Pfählen ist mit grossen

Tab. 101. Steinen und Schlacken so dicht als möglich ausgefüllt und ausser dem Wasser ausgeschlichtet worden.

Damit das Wasser am untern Theil des Wehres einen fast horizontalen Schub annehme, ist das unterste Feld am längsten angelegt, und mit 6 Zoll starkem Brückenholz, die beiden nächst anliegenden Absätze aber mit weichen dreizölligen Pfosten bedielt worden. Die Bedielung hat nebstdem, dass sie das Auswaschen des innern Wehrkörpers verhindert, auch noch den Zweck, die Schwellen so wie Zangen der Quere nach zu binden, wodurch alle Theile vollständig untereinander verbunden, gemeinschaftlich der auf sie wirkenden Kraft widerstehen; die Pfosten und Brückenhölzer sind bloss mit eichenen, oben und unten nach Fig. 12 verkeilten Nägeln befestigt.

Unterhalb dem Abschusse des Wehres sind in einer Breite von 6 Klaftern die kleinen 6 Zoll dicken und 8 Fuss langen Pfähle E, E... abwechselnd von 2 zu 2 Fuss bis unter das kleinste Wasser eingeschlagen, und die Räume zwischen denselben mit grossen Steinen ausgefüllt worden; sie sichern das Wehr gegen jedes Unterspühlen, und die von Zeit zu Zeit weggespühlten Steine werden immer wieder mit neuen ersetzt und so fest als möglich zwischen die kleinen Pfähle eingetrieben. Vor dem Wehr ist zur bessern Sicherung der obersten Spuntwand ebenfalls ein Steinvorwurf, welcher zeitweise mit der in den Frischheerden erzeugten Schlacke erneuert wird, deren kleinen Theile sich zwischen die Fugen der grössern Steine und Bürstenwände legen und das Durchsickern des Wassers ganz hemmen.

§. 349.

Wegen der am *Beraun*-Flusse bei höhern Wasserstand Statt findenden Flossfahrt, ist im Stromstriche 18 Klafter vom linken Ufer der im Lichten 3 Klafter breite Durchlass angelegt. Die Hauptschwelle F Fig. 10, Tab. 101, wo dieser Durchlass im Profil dargestellt ist, liegt 3 Fuss unter dem Kronenholz des Wehres, sie ist von Eichenholz, 14 Zoll breit und 15 Zoll hoch. In Entfernungen von 5 Fuss 6 Zoll sind sodann die andern fünf Schwellen G in der gehörigen Höhe auf Piloten aufgezapft, und dienen zur Unterlage für die mit eisernen Nägeln befestigte aus 3 Zoll starken Pfosten hergestellte Bedielung, welche von Kiefernholz, die Schwellen und Pfähle aber von Tannenholz hergestellt sind. An diesen Schwellen sind drei Reihen sehr dicht an einander tief eingeschlagener Bürsten H, welche sich mit jener Bürstenwand verbinden, die in den Ecken des Durchlasses längs den Steinkästen von der obersten bis zur untersten Bürstenwand herabgeht.

Die Bedielung des Durchlasses hat einen Fall von 8 Zoll auf eine Klafter, damit die unterste Schwelle hinlänglich tief liege, und bei der bei höhern Wasserstand Statt findenden Herabfahrt der Flösse keinen Absatz bilde. Bei kleinem Wasser, wo nicht geflösst wird, wird der Durchlass ganz geschlossen. Diess geschieht, indem der 11 Zoll im Quadrat starke Balken I in einen Einschnitt des Steinkastens gelegt, und an ihn, so wie an einen Absatz der Hauptschwelle F die 3 Zoll starken Sperrschaufeln K dicht an einander gelegt werden, vor welche man auch bei sehr kleinem Wasser, Stroh oder Reisig und kleine Schlacken schüttet. Zwischen den vorstehenden Köpfen der Steinkästen, und der längs diesen Köpfen durchgehenden Bürstenwand ist eine Vorbettung von 3 Zoll starken Pfosten hergestellt, welche auf zwei Stück Schwellen flussaufwärts mit einer kleinen Senkung aufgenagelt sind. Diese Vorbettung dient theils zur bessern Versicherung des Schleussenbodens,

Tab. 101.

theils zur bessern Schliessung des Durchlasses, da auf dieselbe die vorgeworfenen Sperrschaufeln von dem Wasser selbst an die vorderste Falz der Schleussenschwelle angedrückt werden.

Um das Wehr sowohl mit den Ufern, als dem Durchlasse gehörig zu verbinden und in diesen gefährlichen Orten vor allen Beschädigungen zu schützen, sind daselbst vier 1 Klafter 3 Fuss breite Steinkästen angelegt; die Kästen am Durchlass sind um 3 Fuss höher als das Wehr, um bei höherm Wasserstand die Einfahrt in denselben zu erleichtern, jene an den Ufern sind gleich hoch mit dem Wehre; alle haben gegen ihr unteres Ende einen Absatz, so zwar, dass der höhere Theil beim Durchlass nur 1 Klafter 2 Fuss, an den Ufern aber 3 Klafter 2 Fuss lang ist. Der niedrigere Theil des Kastens hört beim Durchlass mit dem Wehr auf, am rechten Ufer ist solcher längs der da befindlichen Futtermauer 11 Klafter 1 Fuss lang; am linken Ufer hat man wegen des daselbst befindlichen vielen Steingerölles nicht nöthig gefunden, ihn über das Wehr hinaus zu verlängern, mit welchem er so wie die Kästen beim Durchlass aufhört. Die obern Köpfe der Steinkästen stehen beim Durchlass 4 Fuss 6 Zoll, am linken Ufer weniger, und am rechten nur 1 Fuss 9 Zoll ausserhalb der Wehrlinie vor. Ihre Seitenwände sind aus 10 Zoll starkem Tannenholz gezimmert, so zwar, dass die untersten Querschwellen auf die früher unter den Längenwänden 7 Fuss von einander eingeschlagenen Grundpiloten, 6 Zoll unter das Unterwasser, so wie die Schwellen des Wehres aufgezapft wurden; auf diese sind die Längenschwellen abwechselnd, eine Lage nach der andern bis hinauf aufgesetzt. Damit diese Seitenwände eine ganz dichte Wand bilden, ist für die mittlern Querwände die Verschneidung a Fig. 11, für die Ecken aber die Verschneidung b angewendet worden.

Die Querwände verbinden die Längenwände von 7 zu 7 Fuss, durch die Mitte einer jeden ist ein Zapfenloch eingestemmt und durch dieses eine viereckig abgezimmerte eichene Nadel tief in den Grund eingetrieben worden, wie in L Fig 8, wo ein Theil des Steinkastens am rechten Ufer im Grundriss zu sehen ist. Längs den Umfangswänden, dann bei den Absätzen quer durch die Mitte sind die Kästen mit einer Reihe Bürsten gegen das Unterspühlen gesichert, welche aber, ausser an der obern Wand, wie Fig. 10 zeigt, nicht bis hinauf reichen, sondern nur etwas über die untersten Schwellen hervorragen. Der innere Raum ist endlich ganz mit Steinen ausgefüllt, und die oberste Lage mit den grössten Steinen regelmässig gepflastert.

Zur Deckung der beim Durchlasse über das Wehr vorragenden Steinkästen, sind Eisböcke Fig. 10 angelegt. Die zu oberst 3 Fuss von einander liegenden drei Eisreiter sind von Eichenholz, 18 Zoll stark, sie ruhen auf 12 Zoll starken Sattelhölzern, welche unter allen dreien durchgezogen etwas eingelassen sind, und sowohl die Sattelhölzer, als auch die Eisreiter sind auf fest eingeschlagenen Piloten aufgezapft.

Bei der Erbauung des Wehres sind mit Ausnahme des Durchlasses und der gleich zu beschreibenden Schleusse keine Fangdämme nothwendig gewesen. Alles Holzwerk wurde am Ufer gehörig abgezimmert, und die Steinkästen abgebunden. In diejenigen Schwellen, welche auf Pfähle aufgezapft wurden, sind die Zapfenlöcher nach den eingeschlagenen Pfählen abgemessen und eingestemmt worden, worauf alles ohne Hinderniss aufgestellt, nach und nach verbürstet und durch den Steinverwurf in Sicherheit gebracht werden konnte.

§. 350.

Tab. 101. Am rechten Ufer, wo sich das Wehr mit dem Land verbindet, bildet die Schleusse den Anfang des Hammergrabens, durch welche erstere nicht nur der zum Betriebe der Werke nothwendige Wasserstand regulirt, sondern auch durch ihre Schliessung bei hohen Fluthen die Versandung des Hammergrabens verhindert wird. Die Verbindung der Schleusse mit dem Wehr ist aus Fig. 4 und 8, Tab. 101, wo dieser Theil des Wehres im Grundrisse dargestellt ist, zu ersehen. Das eigentliche Flussufer bildet hier auf eine Länge von 35 Klafter eine 3 Klafter 4 Fuss hohe und verglichen 5 Fuss 6 Zoll starke Futtermauer, welche auf einem pilotirten, gegen das Wasser mit einer Bürstenwand versicherten Rost erbaut ist. Beim Schleussenhaus ist die gegen den Fluss gekehrte Seite der Futtermauer ganz senkrecht, tiefer hinab mit einer kleinen Böschung, die $^1/_{12}$ der Höhe beträgt, gegen das Land aber mit mehreren 6 Zoll breiten Absätzen versehen, so dass sie von 8 Fuss unterer Breite oben nur 3 Fuss stark wird. Wie auch zum Theil aus dem Situationsplan zu ersehen ist, bildet sie an ihrem obern Ende einen fast rechtwinkelig gegen die Berglehne gekrümmten Kopf, am untern Ende verliert sie sich in den Erddamm des Hammergrabens. Von 1 Klafter 1 Fuss ober der obern Wehrlinie bis auf 4 Klafter 2 Fuss 6 Zoll ist diese Futtermauer von der im Lichten 3 Klafter 1 Fuss 6 Zoll breiten Schleussenöffnung durchschnitten, und bildet längs dem Hammerkanal auf beiden Seiten die Schleussenwände, alsdann aber verlängert sie sich noch in die 4 Klafter 3 Fuss langen Flügelwände hinter der Schleusse.

Die Schleussenschwelle M Fig. 5 und 6 liegt auf dem durchlaufenden Grund der eben beschriebenen Futtermauer 3 Fuss unter dem Wehrrücken. Sie besteht eigentlich aus drei Stücken neben einander liegender 14 Zoll hoher Träme, wovon die zwei vordern von Eichenholz, der innere aber von Tannenholz sind. Die äusserste Schwelle dient zum Schutze der mittlern, welche letztere mit einer 6 Zoll breiten und 4 Zoll tiefen Falz zur Aufnahme der Schütze versehen ist; die innerste Schwelle ist die erste Auflage der da anfangenden Bedielung. Der unter diesen Schwellen nur 2 Fuss hoch gemauerte Grund steht auf demselben Roste, welcher unter der ganzen Länge der Futtermauer fortgeht, und ist nebst der vorne befindlichen Bürstenwand c Fig. 6 auch noch mit einer zweiten d längs der andern Seite versichert, welche letztere sich an jene Bürstenwand anschliesst, die von der vordern Bürstenwand c angefangen längs den Seiten- und Flügelmauern der Schleusse fortgeht und an der innern Seite der gegen das Wasser liegenden Schwelle eingeschlagen ist. Der pilotirte Grundrost der Schleussenmauern steht ebenfalls mit dem Grundrost der Futtermauer in gehöriger Verbindung und auf diesem Fundamente sind die 3 Klafter 4 Fuss hohen und verglichen 5 Fuss 6 Zoll starken Schleussenmauern ganz so wie die oben erwähnte Futtermauer aufgeführt.

Von der Schleussenschwelle M fängt die Bodendielung der Schleusse an; sie besteht aus 3 Zoll starken Pfosten, welche auf die 6 Zoll in Quadrat starken Polsterhölzer e (Fig. 6) mit eisernen Nägeln dergestalt aufgenagelt sind, dass der Boden einen kleinen Abhang von 1 Zoll per Klafter bilde. Der Grund, in welchen die Polsterhölzer e gelegt sind, wurde mit Letten ausgestampft und zur Befestigung der Pfosten wurden aus der Ursache eiserne Nägel genommen, weil man bei Reparaturen und selbst bei der neuen Herstellung zum Theil im Wasser arbeiten muss, wo sich die Fig. 12 dargestellte Befestigung mit hölzernen Nägeln nicht wohl anwenden lässt. Der Schleussenboden reicht noch bis zum Ende der Flügelmauern über die eigentliche Schleusse hinaus.

§. 351.

Tab. 101.

Auf den Schleussenmauern ist ein leichtes Häuschen zur Bedeckung des da befindlichen Schützenaufzuges hergestellt, es dient auch zugleich, die Schütze gegen muthwillige Verrückung zu sichern. Die Flusseite ist ganz offen und in einer der Seitenwände ist in N Fig. 4 die Eingangsthür. Innerhalb des Schleussenhäuschens sind auf den Schleussenmauern die 12 Zoll breiten und 14 Zoll hohen Fussbodenträme O von Tannenholz in Entfernungen von 3 Fuss Mitte zu Mitte gelegt. Gegen die Flusseite liegen aber zwei Stücke 15 Zoll breite und 14 Zoll hohe eichene Träme P in einer lichten Entfernung von 1 Fuss 10 Zoll; diese dienen zur Unterlage der Schützenaufzüge von Schmiedeisen, welche mittelst durchgehender Bolzen daran geschraubt sind.

Ein solcher Schützenaufzug ist Fig. 7 in doppeltem Maass im Durchschnitte gezeichnet; er besteht aus zwei Theilen, welche mittelst der eichenen 5 Zoll starken Welle verbunden sind. Jeder einzelne Theil Fig. 7 hat zwei Füsse f, 1½ Zoll im Quadrat, die sich unten auf beiden Seiten in 6 Zoll lange und 3 Zoll breite Pratzen erweitern, durch welche die Schraubenbolzen gehen, so dass jeder aus zwei Theilen bestehende Schützenaufzug mit 8 Bolzen befestigt ist. Das obere, wegen Einlegung der Schütze, sich etwas vorbiegende Ende enthält das 1⅜ Zoll weite Zapfenloch für die Welle, und einer dieser Ständer nebst dem noch einen Sperrkegel g Fig. 7, der in das Sperrad der Welle einfällt und ihre rückgängige Bewegung aufhält.

An der Welle ist nebst dem Sperrad ein durchgehender 1½ Zoll starker schmiedeiserner viereckiger Bolzen, der sich an den Enden der Welle zu den Zapfen abrundet, an einem Ende aber etwas verlängert, und die ebenfalls schmiedeiserne Kurbel h aufnimmt. An die Welle des Schützenaufzugs wird mit Seilen die Schütze Q aufgehängt. Sie besteht aus mehreren übereinander liegenden 6 Zoll breiten und 9 Zoll hohen vierkantig abgezimmerten tannenen Balken, die an ihren Enden auf 8 Zoll Länge von jeder Seite um ¾ Zoll verdünnt sind, und daselbst also einen 8 Zoll langen, 9 Zoll hohen und 4½ Zoll breiten Zapfen bilden. Zwölf Zoll von diesem Zapfen ist an jedem Ende ein Loch nach der Höhe der Balken durchgestemmt, durch welches eine 3 Zoll breite und 1½ Zoll dicke Schiene i von Schmiedeisen (Fig. 5) gesteckt wird, und auf diese Art sämmtliche Balken der Schütze gehörig verbindet. Diese zwei Schienen sind bloss in den untersten Balken, jede mit einem Schraubenbolzen befestigt, an ihrem obern Ende hat sie einen Ring, an welchem der Haken des Aufzugseils angehängt wird. In der Regel bilden bloss sechs Balken, die zusammen eine Höhe von $6 . 9 = 54$ Zoll $= 4$ Fuss 6 Zoll machen, die Schütze, man kann aber auch nach Erforderniss eine zweite Schütze über die erste herablassen. In dieser Absicht wird das Aufzugseil aus dem Ringe der Schiene ausgehängt, und eben so an eine zweite Schütze befestigt, deren unterster Balken den nöthigen Einschnitt für den Schienenring der untern Schütze hat, damit sie beim Herablassen genau an einander schliessen. Gewöhnlich werden jedoch auf die erste Schütze nur einzelne Balken aufgelegt, welche mittelst Seilen herabgelassen werden.

Die an den Balken befindlichen 8 Zoll langen Zapfen laufen in eigenen, in den Seitenmauern der Schleusse befindlichen gusseisernen Rinnen, welche in dem Mauerwerke mit eisernen Nägeln befestigt sind. Ein einzelnes Stück dieser Rinne ist 6 Fuss hoch, und die eiser-

Tab. 101. nen Nägel halten in früher ausgestemmten mit Holz ausgefütterten Löchern; dadurch wird der Gang der Schütze erleichtert, das Mauerwerk vor dem Abstossen gesichert, und eine bessere Schliessung der Schütze erzielt. Unten steht die Schütze beim Herablassen in dem bereits beschriebenen Falze der Schwelle. Das Oeffnen und Schliessen der Schleussenöffnung geschieht durch zwei Männer, welche an den Kurbeln der Schützenaufzüge drehen. Damit aber die nur 6 Zoll dicken und 3 Klafter 1 Fuss 6 Zoll langen Balken sich bei einem bedeutenden Wasserdrucke nicht biegen, ist hinter der Schütze in der Mitte der Schleussenöffnung der Ständer R angebracht, welcher sich oben an den innern Tram P anlehnt, unten aber in einem Loch der Schwelle steht. In der Mitte ist er noch durch einen Quertram S vor aller Schwankung gesichert. Da wo sich diese zwei Träme kreutzen, sind sie mit einem schmiedeisernen Ring der an S angeschraubt ist, fest verbunden.

§. 352.

Der Hammergraben ist an der Sohle 3 Klafter 2 Fuss bei der gewöhnlichen Wassertiefe von 4 Fuss, an der Oberfläche 3 Klafter 4 Fuss breit, die Seitenwände desselben sind mit einer trocken auf Moos gelegten Steinterrasse vor dem Einsturze gesichert. Die Länge des Hammergrabens ist vom Schleussenhaus bis zum Hammergebäude 465 Klafter und vom Hammergebäude bis zu seiner Einmündung in den *Beraun*-Fluss 370 Klafter. Das Gefälle desselben von 13 Fuss 3 Zoll ist auf nachstehende Art eingetheilt worden.

Wenn beim gewöhnlichen Wasserstand das Wasser mit dem Wehrrücken gleich hoch steht, ist vom Wehrrücken bis auf die Oberfläche des Wassers bei den Schützen am Hammergebäude à 2¹/₁₂ Zoll per 100 Klafter		10 Zoll.
Von diesem Wasserspiegel bis auf den beim Ausfluss der Gerinne .	10 Fuss	7 Zoll.
Von da bis am Wasserspiegel beim Ausfluss des Hammergrabens à 6 Zoll per 100 Klafter	1 Fuss	10 Zoll.
zusammen	13 Fuss	3 Zoll.

Aus der bei der Grabung des Hammergrabens ausgehobenen Erde, ist an der Wasserseite ein über die höchsten Fluthen reichender Damm regelmässig aufgeführt, durchgängig sehr vollständig berast, und unterhalb dem Hammergebäude wo die Hochwässer und Eisfluthen gegen das rechte Ufer sich ziehen, ist die Wasserböschung des Dammes unterhalb mit Bruchsteinen gepflastert und ober den gewöhnlichen Wässern dicht mit Weidengesträuch bepflanzt. Man gab dem Hammergraben diese grosse Länge, um das bedeutende Gefäll des Flusses in dieser Gegend, welches man aus den auf den Wasserspiegel geschriebenen Höhen in Situationsplan Fig. 1 ersehen kann, mit Zuschlag des durch das Wehr gespannten Wassers, für den Betrieb der Werke zu gewinnen und weil auch der Graben unter dem Hammergebäude das verhältnissmässig erforderliche Gefälle hat, so kann das gewöhnliche hohe Wasser nicht nachtheilig auf den Gang der Wasserräder wirken. Der Damm schützt den Hammergraben und die Hammergebäude vor jeder Ueberschwemmung und Eisbeschädigung, und da mittelst der Schleusse der Wasserstand im Hammergraben stets regulirt werden kann, der Eintritt des Flusses in den Hammergraben unter der Schleusse aber durch die Dämme verhindert wird, so können die Werke bei den kleinsten und auch den höhern Wasserständen in Betrieb erhalten werden.

An der Schleusse ist die Dammkappe in einer Höhe mit der Futtermauer, und schliesst sich an diese an, bei dem oberen Kopf der Futtermauer geht aber von diesem angefangen bis an die höhere Berglehne ein kleiner Damm, um den Eintritt des Wassers von dieser Seite zu

Tab. 101. hemmen. An dem Hammergebäude macht der sonst parallel mit dem Hammergraben fortlaufende Damm einen kleinen Ausbug und wegen Gewinnung des nöthigen Raumes ist längs dem Hammergebäude und 2 Klafter 2 Fuss davon entfernt, statt der innern Böschnng eine 4 Fuss 6 Zoll starke und 2 Klafter hohe Futtermauer, so wie solches im Situationsplan zu ersehen ist, hergestellt. Das durch den Hammergraben bis zu den Hammergebäuden geleitete Wasser wird daselbst durch die am Anfange der Gerinne befindlichen Schützen aufgestaut, und durch diese nach Erforderniss in die verschiedenen Gerinne vertheilt.

§. 353.

Die Gerinne sind Fig. 2, Tab. 101 im Grundriss und Fig. 3 im Durchschnitt sammt allen darin befindlichen Wasserrädern abgebildet. In T stehen die Schützen, TU sind vier Gerinne, wovon die zwei äussern oben im Lichten 5 Fuss, unten 5 Fuss 7 Zoll breit für die Hammerräder bestimmt sind, die beiden innern Gerinne sind oben 4 Fuss 1 Zoll, unten 4 Fuss 7 Zoll breit, in ihnen hängen die Wasserräder, welche die zu den Frischfeuern nöthigen Gebläse betreiben, mit Ausnahme des Rades k, welches zu einem Zainhammer gehört. Das Gefäll ist so eingetheilt, dass vier Wasserräder sich in jedem Gerinne mit gleicher Geschwindigkeit bewegen können, wodurch eine Gleichförmigkeit in der innern Einrichtung der Maschinerie erzielt wurde.

Die Eintheilung dieses Gefälls ist wie folgt:

Wasserstand auf der Schützenhauptschwelle, wenn die Schützen wie gewöhnlich 11 Zoll hoch aufgezogen sind	3	Fuss	7	Zoll
Gefälle von der Schützenhauptschwelle bis zum ersten Rad	—	„	3	„
Kropf unter demselben	—	„	9	„
Gefälle vom ersten zum zweiten Rad	—	„	4	„
Kropf unter demselben	—	„	10	„
Gefälle vom zweiten bis zum dritten Rad	—	„	5	„
Kropf unter demselben	1	„	4	„
Gefälle vom dritten bis zum vierten Rad	—	„	6	„
Kropf unter demselben	1	„	9	„
Von da bis ans Ende der Gerinne	—	„	10	„
zusammen	10	Fuss	7	Zoll,

wobei die Wassertiefe am Ende des Gerinnes 11 Zoll ist. In dem Gerinne, wo bisher nur drei Wasserräder eingehängt sind, ist demungeachtet auch der Kropf für das vierte noch nach Erforderniss einzuhängende Wasserrad vorhanden.

§. 354.

Tab. 103. und 106. Die Gerinne sind nach der in Böhmen gewöhnlichen Art ausgeführt worden. Wie Fig. 2 und 3, Tab. 101 im ganzen Zusammenhange, dann Fig. 7, Tab. 106 im Detail und Fig. 1, Tab. 103. im Durchschnitt zeigt, ist W die 14 Zoll breite und 15 Zoll hohe Hauptschwelle von Eichenholz, die von 4 zu 4 Fuss auf 9 Zoll dicken, bis zum Stillstand eingerammten Grundpfählen aufgezapft ist; 8 Zoll von der Hauptschwelle ist vor ihr eine zweite Schwelle von Eichenholz, 12 Zoll breit und 13 Zoll hoch, auf ebenfalls von 4 zu 4 Fuss eingerammte 8 bis 9 Zoll dicke Grundpfähle aufgezapft, und zwischen diesen beiden Schwellen ist die 2 Klafter

Tab. 103. und 106. tiefe, 8 Zoll dicke Spuntwand sehr dicht eingeschlagen, welche bei dem sehr bedeutenden Gefälle der Gerinne und der Höhe des Druckwassers jedes Durchziehen des Wassers im Grunde und unter dem Gerinnboden verhindert.

Von der Schützenhauptschwelle angefangen sind von 4 zu 4 Fuss 8 Zoll breite und 9 Zoll hohe Schwellen l, l... und zwar für jedes Gerinne besonders auf zwei Stück 7 Zoll starke und 5 bis 7 Fuss lange weiche Pfähle aufgezapft. Diese Schwellen dienen zur Auflage der aus 3 Zoll starken kiefernen Pfosten bestehenden, und mit eisernen Nägeln an die Schwellen befestigten Bodendielung. Bei jedem Kropf sind die obern und untern Schwellen stärker, und mittelst eines Riegels m verbunden, welches nach der Rundung des Rades ausgehöhlt und mit Pfosten nach der Quer des Gerinnes belegt ist, wo hingegen die Pfosten in den geraden Theilen des Gerinnbodens, und in den Seitenwänden immer nach der Länge des Gerinnes gelegt sind.

Genau in der geraden Linie der Gerinnwände und fast immer neben den kleinen Pfählen welche die Schwellen l unterstützen, sind die Wandpfähle n hinlänglich fest eingerammt worden, um die auf ihnen ruhende Last der Wasserräder zu ertragen. Gegen die Gerinne sind ihre Seitenwände, aber erst nachdem sie eingeschlagen waren, wegen besserer Auflage der Wandpfosten etwas abgesägt, so dass sie daselbst nur etwa 7 Zoll stark sind. Auf diese Wandpfähle ist die Wiedebank Z aufgezapft und bildet wie Fig. 3, Tab. 101 zeigt, eine gerade nach dem Gefälle des Gerinnes abhängige Linie.

Die Wiedebänke sind von Eichenholz, 12 bis 13 Zoll breit und eben so hoch; an sie schliesst sich die Wandverschalung ebenfalls von 3 Zoll dicken Pfosten an. Im Eck, wo die Wandverschalung mit der Bodendielung sich vereinigt, geschieht solches mittelst eines 6 Zoll starken und nach der Figur des Eckes ausgehöhlten eichenen Holzes, theils wegen der längern Dauer, theils wegen der bessern Schliessung der da am geschwindesten faulenden und schwer gehörig dicht sich verbindenden Pfosten. Sämmtliche Pfosten sind an der nach aussen gekehrten Seite glatt gehobelt, und die Fugen wegen des wasserdichten Schlusses gefalzt und genau abgestossen, der leere Raum zwischen den Seitenverschalungen aber mit Letten ausgestampft. Den Schluss des Gerinnes macht unten eine ganz durchgehende 12 Zoll starke eichene Schwelle, die auf fest eingerammte Piloten aufgezapft ist, und vor sich eine 8 Zoll starke Spuntwand hat. An sie schliesst sich die Bedielung in einem Falz an, und von da beginnt der untere in Erde gegrabene Hammergraben.

§. 355.

Auf der Schützenhauptschwelle W stehen die Schützen, durch welche der Wasserstand in den Gerinnen regulirt wird. Das Schützenzeug ist ganz von Eichenholz hergestellt, und besteht aus den Griessäulen X, dem Fachbaum Y und der eigentlichen Schütze T; die Griessäulen X sind in der Schützenhauptschwelle, und auf ihnen ist wieder der Fachbaum Y gezapft. Bei den 4 Gerinnen sind 6 Griessäulen, wovon zwei in der Mitte nebeneinander stehen. Von jeder Griessäule beginnt die Seitenwand eines Gerinnes, deren Wiedebänke in die Griessäulen verzapft sind. Aus den mittlern zwei Griessäulen entspringen daher 2 Wiedebänke, welche Verstärkung der mittelsten Wand aus der Ursache nothwendig ist, weil auf ihr die vereinte Last der zu beiden Hammergebäuden gehörenden Wasserräder ruht. Die Griessäulen haben an ihrer flussaufwärts gekehrten Seite einen 3⅝ Zoll breiten 3 Zoll tiefen und von der Schwelle an gerechnet, 9 Fuss 4 Zoll hohen Falz, welcher an jener Seite, wo Tab. 106. die Schütze aufliegt, mit einer schmiedeisernen $3\frac{5}{6}$ Zoll breiten, $\frac{1}{2}$ Zoll starken, 7 Fuss 6 Zoll hohen Schiene versehen ist, die in der Holzdicke eingelassen von Fuss zu Fuss mit in die Eisenstärke eingelassenen Nägeln befestigt ist und die Reibung beim Aufzug der Schützen vermindert, so wie auch die Auswetzung des Falzes verhindert.

Im Fachbaum Y ist für die Zugstange einer jeden Schütze in der Mitte ein 8 Zoll langes und 4 Zoll breites Loch durchgestemmt. Auf der einen Seite dieses Loches ist der Sperrhaken o Fig. 7 befestigt, der in ein an die Zugstange befestigtes sägartig gezähntes, 2 Fuss langes Eisen eingelegt werden kann, und die aufgezogene Schütze in der gehörigen Höhe erhält. Von der andern Seite dieses Loches liegt ein eichener Klotz p, welcher an seiner untern Seite nach dem Fachbaum ausgeschnitten ist und näher oder weiter geschoben werden kann, er dient zur Auflage für den Hebel, mittelst welchen die Schütze gehoben wird.

Die Schütze T ist 5 Fuss $1\frac{1}{4}$ Zoll hoch, ihr Gerippe von Eichenholz besteht aus einem Ober- und einem Unterriegel, dann zwei aufrechtstehenden Stielen, jeder 6 Zoll breit, erstere 6 Zoll, letztere nur 5 Zoll dick. Die Stiele sind in die Riegel eingezapft, so dass die Zapfen des Stiels, wie in Fig. 7 im Durchschnitte zu sehen ist, in die Mitte der Riegel kommen. Nebstdem ist noch jeder Zapfen oben mit einem durchgehenden Schraubenbolzen am Riegel befestigt, der zugleich einen eisernen $1\frac{2}{3}$ Zoll breiten, $\frac{1}{2}$ Zoll dicken Biegel anhält. Dieser Biegel hält eine auf dem obern Riegel angenagelte 4 Zoll breite, $\frac{1}{2}$ Zoll dicke Eisenschiene, welche das Beschädigen des Riegels verhindert.

Der gegen das Stauwasser gekehrte Theil der Schütze ist zwischen den Riegeln mit $1\frac{1}{2}$ Zoll dicken gefügten kiefernen Bretern verschalt, aus welcher Ursache die Stiele um eben so viel zurückgesetzt sind, an welche diese Breter mit eisernen Nägeln befestigt werden. Die Zugstange q ist mit den horizontalen Riegeln der Schütze überplattet und durch zwei Schraubenbolzen daran befestigt. Die Breter der Schütze sind nicht an diese Zugstange genagelt, und sie steht auch 1 Zoll von ihnen ab. An ihrem obern Theile, so weit als nämlich die Schütze aufgezogen werden kann, ist sie abwechselnd mit $1\frac{2}{3}$ Zoll im Duchmesser haltenden Löchern durchbohrt, deren vertikaler Abstand 3 Zoll beträgt. In diese Löcher wird beim Aufzug oder Herablassen der Schütze ein $1\frac{1}{2}$ Zoll starker eiserner Bolzen gesteckt, unter seine vorragenden Enden und auf den Klotz p ein starker, am Angriffspunkt gabelförmig gebildeter Hebebaum gelegt, und dadurch die erforderliche Bewegung der Schütze hervorgebracht.

§. 356.

Die Wasserräder der Hämmer und der Gebläse haben an der äussern Peripherie des Radkranzes 16 Fuss, das Wasserrad des Zainhammers aber, damit der Fussboden in diesem Theil des Hammergebäudes eben werde, 18 Fuss im Durchmesser. Die Breite der Wasserräder ist jedesmal um 6 Zoll geringer, als die des Gerinnes an dieser Stelle, mithin bleibt ein 3 Zoll weiter Spielraum an jeder Seite des Rades zwischen dem Radkranz und der Wand des Gerinnes, welcher Spielraum wegen der im Winter nothwendigen Abschlagung des sich an die Räder und Gerinne anhängenden Eises Statt finden muss. Die Radkränze sind $9\frac{1}{2}$ Zoll breit, aus zwei Stücken über einander gelegter, zusammen $5\frac{1}{2}$ Zoll dicker kieferner Pfosten verfertigt, wovon jene Pfoste, in welche die Falze für die Schaufeln geschnitten werden, etwas stärker ist. Beide Kränze sind mit eichenen 1 Zoll starken Nägeln, die an einer Seite einen

Tab. 106. vorstehenden Kopf haben, von der andern Seite aber verkeilt sind, an einander befestigt. Die 1 Zoll starken Schaufeln der Wasserräder sind 15 Zoll von einander entfernt, 9 Zoll breit, ragen 4 Zoll über den Radkranz hinaus und stehen in einem 1¼ Zoll breiten, 1 Zoll tiefen Falz. Sie sind so lang, als die ganze Breite des Rades sammt Kränzen, und dort wo sie in den Falz eingeschoben werden, ausgeschnitten; damit sie aber nicht herausfallen, sind neben jeder im äussern Radkranz zwei 1 Zoll weite Löcher gebohrt, in welche ein eiserner ⅔ Zoll starker Haken q′ Fig. 8 gesteckt und verkeilt wird.

Um das Rad an die Welle hinlänglich zu befestigen, hat man hier zur Schonung der Welle, und wegen Erzielung einer grössern Festigkeit Aufsteckarme gewählt. Diese sind gegen die Mitte 8 Zoll breit und 6 Zoll dick; da wo sie sich überkreutzen, sind sie mit einander und zwar jeder bis auf die Hälfte seiner Dicke überschnitten, und mit einem Schraubenbolzen aneinander befestigt. Wo sie sich mit dem Radkranze verbinden, sind sie mit ihm von gleicher Dicke, d. i. 5½ Zoll; sie gehen mitten durch den Radkranz, sind mit ihm wie Fig. 7 zeigt, überschnitten, und im Einschnitt bloss 2 Zoll dick. Der mit den Schaufeln gleich hoch vorstehende Kopf ist durch einen 1½ Zoll breiten eisernen Ring vor dem Abspalten gesichert.

§. 357.

Man sieht, dass es beim Aufbringen des Rades auf die Welle nothwendig wird, zuvor die Arme auf die Welle zu bringen und sodann die einzelnen Stücke des Kranzes erst an die Arme zu befestigen, wozu die vorspringenden Köpfe der Nägel im Radkranze vorzüglich gute Dienste leisten. Damit die Radkränze nicht nach aussen ausweichen, sind im ganzen Umfang des Rades acht Stück 1¼ Zoll im Quadrat dicke Eisenstangen r durch beide Kränze gezogen, welche an einem Ende mit einer Platte versehen, am andern aber mittelst einer Schraubenmutter die Kränze gehörig zusammenziehen. Der viereckige Raum innerhalb der Arme mitten im Rade ist zur Aufnahme der Welle und der Keile bestimmt. Er ist hier aus der Ursache bedeutend grösser, als gerade für die Welle nothwendig wäre, weil man den Radkranz gerne an mehreren, so viel als möglich gleich weit von einander entfernten Punkten unterstützen wollte, und auch die Arme auf keine Schaufel treffen dürfen.

Die Aufkeilung des Rades auf die Welle muss mit viel Vorsicht geschehen, denn es hängt nicht nur der feste Stand des Rades davon ab, sondern es muss auch dieses so aufgekeilt werden, dass die Peripherie des Radkranzes mit dem Zentrum der Welle übereinstimme, welches man durch die Umdrehung des Rades erfährt. Die hiezu nöthigen Keile sind 5 Fuss lang, zuerst werden die Eckstücke s Fig. 7 auf in die Welle gemachte seichte Einschnitte gelegt, und die bereits an dieser Stelle achteckig gelassene Welle dadurch zu einem Quadrat ergänzt; hierauf werden die 4 Zoll dicken Keile t rund herum gelegt und dadurch der Raum zwischen den Armen ganz ausgefüllt. Gewöhnlich sind jedoch die Keile t nur 3 Zoll stark, damit man durch kleinere, bloss 18 Zoll lange Keile die Peripherie des Rades nach jeder Seite so viel ziehen kann als nothwendig ist, um das Rad gehörig zu zentriren.

§. 358.

Tab. 103. Die Wellen liegen einerseits auf den Wiedebänken, in nach Erforderniss durch mehrere übereinander gelegte Hölzer gehörig erhöhten Zapfenlagern, anderseits ruhen sie im Hammergebäude auf ähnlich gebildeten Lagern. Der eichene Klotz u Fig. 1, Tab. 103

und Fig. 7, Tab. 106, ist 14 bis 15 Zoll breit, nach Erforderniss 9 bis 16 Zoll hoch Tab. 103. und 106. und 5 bis 10 Fuss lang, indem er nämlich einem oder zweien Rädern zugleich zur Auflage dient. Er ist in den Unterlagen v 1 Zoll tief eingeschnitten, und wird durch zwei Keile w vor dem Zurückweichen gesichert. Bei Einlegung eines neuen Zapfenlagers u. dgl. wird die Welle am Endpunkt unterstützt, die Keile w herausgenommen, der Klotz u zurückgeschoben, und die vorzunehmende Reparatur vollbracht.

Das eiserne in dem Klotz u liegende Zapfenlager ist Fig. 13, Tab. 103, und der dazu gehörige Zapfen Fig. 15 abgebildet. Das Zapfenlager von Gusseisen wiegt 93 böhm. Pfund; es ist der ganzen Breite nach mit einer halbzirkelförmigen Höhlung für den Zapfen versehen, oben sind die Ecken stumpf weggenommen, damit die Schmiere, welche immer bei den Ecken herausgedrängt wird, wieder herablaufen könne. Die Zapfen der Wasserradwelle (Fig. 15) sind ebenfalls von Gusseisen, jeder 2 Zentner 115 Pfund schwer. Die Warze, oder derjenige Theil, der in dem Zapfenlager liegt, ist 5 Zoll lang und hat 4½ Zoll im Durchmesser, das Ende des Blattes oder Bläuels hat über seine Breite zwei Stück 1 Zoll hohe und 2½ Zoll lange Vorsprünge, die aus der 2 Fuss starken Welle vom Eichenholz etwas vorstehen. Wenn der Zapfen in den für ihn gemachten Einschnitt der Welle eingeschoben wird, so werden vor die Vorsprünge des Bläuels ungefähr ¾ Zoll dicke 1½ Zoll breite Späne von Eichenholz gelegt, wodurch der von dem Bläuel nicht ganz ausgefüllte Raum des Welleinschnittes, bis auf die äussere Peripherie der Welle ergänzt wird. Sodann werden so weit, als der Bläuel reicht und noch darüber hinaus, schmiedeiserne dicke Reife auf die Welle mit Gewalt aufgetrieben, durch welche die Welle vor dem Zerspalten bei der Umdrehung des Zapfens gesichert, und dem Zapfen selbst die gehörige Festigkeit gegeben wird. Ob er aber auch genau im Zentrum oder der Verlängerung des Welldurchmessers liege, versucht man durch Umdrehung der Welle, und hilft mittelst Einlegung von dickern oder dünnern Spänen gegen die schmale Kante des Bläuels und durch Schlagen auf die oben erwähnten Vorsprünge desselben.

§. 359.

Die Totalübersicht für die Anordnung der Hämmer, welche sämmtlich Aufwurfhämmer Tab. 101. sind, und Gebläse in beiden Gebäuden ist in Fig. 2, Tab. 101 dargestellt. Jedes Gebäude ist 33 Klafter lang, das am rechten Ufer 9 Klafter 1 Fuss 6 Zoll, jenes am linken 7 Klafter 3 Fuss breit, und obzwar letztere Breite für den gewöhnlichen Betrieb der Hämmer hinreicht, so wollte man doch bei einer etwaigen grösseren Ausdehnung der Eisenfabrikazion den bei Erzeugung von grösseren Sachen, zur Aufstellung der Maschinen u. dgl. nöthigen Raum in dem rechts gelegenen Hammergebäude sich vorbehalten. Die Umfangsmauern sind ausser dem Grunde von den Thürschwellen bis unter das Dach 2 Klafter 2 Fuss 6 Zoll hoch und 3 Fuss dick. Im Grunde sind die Mauern um 6 Zoll dicker, gehen sämmtlich 3 Klafter tief, und stehen wegen dem guten kiesichten Grunde nicht auf Rösten. In jedem Hammergebäude wird durch eine Längenscheidemauer ein im Lichten 2 Klafter 1 Fuss breiter Raum abgeschieden, in welchem die Gebläse, Vorgelege, Stirn- und Schwungräder angebracht sind. In jedem Gebäude befindet sich auch beinahe in der Mitte eine Querscheidemauer, welche bis über das Dach hinaufgeht, jedesmal zwei Hämmer abtheilt und aus der Ursache errichtet wurde, damit bei einer Feuersbrunst immer nur ein kleiner Theil des Werkes der

Tab. 101. Gefahr ausgesetzt bleibe. In dieser Beziehung befindet sich auch in jeder der vier Abtheilungen eine eigene Stiege mittelst der man zu dem Dachgehölze gelangen kann. Die Eindeckung ist von flachen Dachziegeln, welche doppelt übereinander, aber nur trocken eingehängt sind. Aus jeder dieser Abtheilungen sind die nöthigen Thüren, welche in den Wänden durch Punktirung der Umfangslinien ausgedrückt sind, nach aussen, und gegen die Gerinne angebracht, zu welchen man auf einer hölzernen Treppe herabsteigt. In dem linken Gebäude ist am untern Ende ein Behältniss abgetheilt, welches gegenwärtig als Roheisenmagazin benützt wird, für die Folge aber zu einem daselbst neu zu errichtenden Eisenmanufakturzweig bestimmt ist.

Wegen dem Falle der Gerinne, und den gleichen Dimensionen der Maschinentheile ist der Fussboden im Innern abhängig. Bei den Scheidemauern und dann an jenen Stellen zwischen zwei Hämmern, wo die Kohlenbehältnisse A angebracht sind, sind dem jedesmaligen Kropfe der Räder entsprechende Absätze. Der Boden ist übrigens nicht gepflastert, und in seinem natürlichen Zustande. Weil die Maschinerie bei allen Hämmern dieselbe ist, und sich siebenmal wiederholt, so hat man behufs der Beschreibung der einzelnen Theile, in Tab. 102 den Grundriss der untern Abtheilung im linken Hammergebäude, wo sich zugleich der Zainhammer befindet, in grösserm Maasstab dargestellt, worauf sich auch die Durchschnitte im Tab. 103 und 104 beziehen.

§. 360.

Tab. 103 und 104. An dem im Gebäude befindlichen Ende der Wasserradwelle ist das Stirnrad B aufgekeilt, (Fig. 1, Tab. 103 und 104) welches die ihm vom Wasserrade mitgetheilte Kraft dem an der Hammerwelle aufgekeilten Vorgeleg C mittheilt. Durch die Verbindung dieser zwei Räder musste die vortheilhafteste Umdrehungsgeschwindigkeit der Hammerradwelle erzielt werden, welche bei der grösstmöglichsten Benützung der Wasserkraft der Wasserradwelle nicht gegeben werden konnte.

Tab. 106. Das Stirnrad B ist in Tab. 106, Fig. 1 in der Vorderansicht und nach der mit S angedeuteten Durchschnittslinie auch im Durchschnitte dargestellt. Es besteht aus einem achteckigen Wellkranze von Gusseisen, an dem die innern Hülsen für die acht Stück hölzernen Radarme mit angegossen sind, das ganze Stück wiegt 9 böhm. Zentner 60 Pfund. Im Grunde sind die Hülsen wegen dem Aufstand der Arme ganz eben, und die vordere Fläche wegen Einlegung der Radarme ausgeschnitten. Die Peripherie dieses Rades ist aus acht Theilen zusammengesetzt. Jeder Theil hat 10 Zähne und in der Mitte die äussere Hülse für den hölzernen Radarm. Die Breite der Zähne und des ganzen Radumfanges ist 5 Zoll, jeder Zahn $2\frac{1}{4}$ Zoll hoch, 2 Zoll dick und der Zwischenraum beträgt ebenfalls 2 Zoll; die Eisenstärke unter den Zähnen ist $2\frac{1}{4}$ Zoll, so dass der Radumfang sammt Zähnen $4\frac{1}{2}$ Zoll hoch ist. Die Hülse am Radkranz ist auf ähnliche Art, wie die am Wellkranze gebildet, sie ragt 11 Zoll nach innen vor, und ihre Eisenstärke ist $\frac{5}{6}$ Zoll. Da wo die einzelnen Theile zusammenstossen, ist ein 9 Zoll langer, $1\frac{3}{4}$ Zoll starker Ansatz a angegossen, auswärts an diesem Ansatz und zwar gleichsam als eine Fortsetzung des Radumfanges befindet sich einerseits ein $\frac{3}{4}$ Zoll vorspringender, anderseits aber ein $\frac{3}{4}$ Zoll tiefer, $2\frac{1}{4}$ Zoll langer Zahn. Damit in der Zusammenfügung der Radumfang nicht nach innen weichen könne, sind die 1 Zoll dicken Streben b angegossen. Ein solcher Theil, der ein Achtl des ganzen Umfanges ausmacht, wiegt 2 böhm. Zentner.

§. 361.

Um dieses Rad zusammenzusetzen, wird es zuerst auf einen Radstuhl aufgeschlagen, alle durch den Guss entstandenen Unebenheiten abgefeilt, und die Theile gehörig an einander gepasst; sodann wird der Kranz auf die Radwelle in der gehörigen Entfernung (gerade unter dem Vorgeleg C Fig. 1, Tab. 103) aufgekeilt. Die 2 Fuss 9 Zoll langen, nach Fig. 2 ausgearbeiteten eichenen Arme werden in die Hülsen gesteckt, und jede mit zwei Stück 1 Zoll starken Schraubenbolzen befestigt. Damit aber die Schraubenmutter sich nicht ins Holz eindrücken, wird zwischen die kleinen Vorsprünge der Seitenwände der Hülse eine 1 Zoll dicke Platte von Gusseisen gelegt, welche das Fehlende der Hülse ersetzt. Hierauf wird der Radumfang zusammengesetzt, indem die einzelnen Theile desselben nach und nach auf die Radarme aufgesteckt, und so wie in den innern Hülsen auch die Arme in den äussern befestigt. Tab. 103 und 106.

Auf die Ansätze a wird ein schmiedeiserner Ring aufgeschoben und alsdann der 1 Zoll dicke Schraubenbolzen durch das da befindliche Loch gezogen. Dieser schmiedeiserne Ring ist hier nothwendig, weil wegen der genauen Schliessung der Fuge, unmittelbar Eisen auf Eisen ohne einem Zwischenlager anliegen muss, und in diesem Falle der Bolzen weder tüchtig angezogen werden kann, noch weniger aber in diesem Stand lange ausdauern, sondern sehr bald locker werden würde, wenn nicht dieser Ring, welcher übrigens ganz genau anpasst und nöthigenfalls mit hölzernen Keile angezogen wird, das immerwährende unmerkliche Schieben in der Fuge durch ein festes Zusammenhalten derselben verhindern würde. Durch die hölzernen Radarme sind die Löcher für die Schraubenbolzen vorgebohrt, und zwar die untere etwas über die Jahre von der Mittellinie abweichend, um beide Seiten des Armes recht anziehen zu können und vor aller Wankung zu sichern.

Die gusseisernen Platten, welche in den Oeffnungen der Hülsen auf den Radarmen liegen, haben ausser dem, dass sie durch ihre Beweglichkeit das Festschrauben der Arme möglich machen, auch noch den Vortheil, dass man sie nach Erforderniss abnehmen und durch unter das Hirnholz der Arme eingetriebene flache Keile diese ganz fest und unbeweglich machen kann, welcher letztere Umstand zum genauen Gang und Dauer des Rades wesentlich beiträgt.

Bei der Festkeilung des Rades auf die Welle ist übrigens zu beobachten, dass es zugleich gehörig zentrirt wird, d. h. die Peripherie des Rades mit dem Mittelpunkt der Welle übereinstimme. Ob ein Rad genau zentrirt ist, erkennt man aber daran, wenn man es langsam umdrehen lässt, und die Peripherie des Rades an einer unverrückt vorgehaltenen Latte, stets genau vorbeistreift, ohne anzustossen noch sich von ihr zu entfernen. Der vertiefte Raum, in welchem sich die Stirnräder befinden, ist, wie Fig. 1, Tab. 103 zeigt, ausgepflastert, und weil bei Ueberschwemmungen dieser Theil des Gebäudes mit Wasser sich anfüllt, so bildet das Pflaster ein Rigol, in welchem die Feuchtigkeit sich sammelt, und durch einen in der Zeichnung punktirten Kanal abgeleitet wird. Die Gebläs- und Hammergrube zusammen haben immer einen Kanal und zur Verbindung beider Rigols ist in der mittlern Scheidewand eine 2 Fuss breite, 2 Fuss 6 Zoll hohe Oeffnung in der Höhe des Rigols gelassen.

§. 362.

Senkrecht ober der Wasserradwelle liegt ganz im Hammergebäude die 2 Fuss starke und 4 Klafter lange Hammerwelle, an ihr befinden sich das Vorgeleg C, das Schwungrad D und die Hubdäumlinge E.

Tab. 106. Das Vorgeleg C Fig. 1, Tab. 106 ist aus einem Stück gegossen und wiegt 12 Zentner 60 Pfund böhm. Gewicht. Der Durchmesser des Rades an der äussersten Peripherie der Zähne ist 5 Fuss 2 Zoll, die Zähne sind $2^1/_6$ Zoll hoch, und die Eisenstärke unter ihnen ebenfalls $2\ ^1/_6$ Zoll, daher der äussere Umfang sammt Zähnen $4^1/_3$ Zoll dick. Die Breite und Entfernung der Zähne ist wie beim Stirnrad B, und es sind deren am ganzen Umfange 46, weil nun das Stirnrad 80 Zähne hat, so wird die Hammerwelle fast mit der doppelten Geschwindigkeit der Wasserradwelle umgetrieben. Mittelst des im Innern des Rades befindlichen Wellkranzes wird das Rad an die Hammerwelle befestigt. Beide Kränze sind durch sechs Arme verbunden, die an der hintern Seite mit einer $^5/_6$ Zoll stärken über die ganze Breite des Rades gehenden Rippe versehen sind. An der innern Peripherie des Wellkranzes sind endlich noch vier Stück $1^1/_2$ Zoll vorspringende dreieckige Rippen c, welche das Drehen des Rades um die Welle nach geschehener Aufkeilung verhindern.

Das Schwungrad D, welches Fig. 4, Tab. 106 im doppelten Masstabe in der Vorderansicht nach der mit S angedeuteten Schnittslinie im Durchschnitt, unterhalb aber in der obern Ansicht abgebildet ist, bewirkt den gleichförmigen Gang der Maschinerie; denn weil durch die stossweise Hebung des Hammers die Widerstände, welche die Wasserkraft zu überwinden hat, stets veränderlich sind, so muss das Schwungrad die beim Herabfallen des Hammers unbenützte Kraft empfangen, dagegen aber den zu grossen Widerstand beim Hub des Hammers vermöge der Schwungkraft überwinden helfen. An dem Wellkranze sind, so wie bei dem Stirnrad sechs Stück 1 Fuss vorstehende Hülsen für die hölzernen Radarme.

Zwischen den Hülsen sind $2^1/_4$ Zoll starke segmentartige Verstärkungen angebracht. Der gusseiserne Wellkranz wiegt 10 Zentner böhm Gewicht. Der 10 Fuss im Durchmesser haltende Umfang des Schwungrades besteht aus sechs Theilen, jeder 7 Zoll hoch und $3^1/_2$ Zoll breit. Jeder Theil hat in seiner Mitte eine 5 Zoll lange, 3 Zoll breite Oeffnung für den Radarm, aus welcher Ursache er sich daselbst bis auf 6 Zoll erweitert, die Zusammenfügung oder Verbindung der einzelnen Theile geschieht, so wie bei d in der obern Ansicht zu ersehen, nach einem 1 Fuss 5 Zoll langen schiefen Ausschnitt, und jede Fuge wird mittelst fünf Stück Schraubenbolzen zusammengezogen. Nebstdem ist auch noch im Umfange auf der Mitte eines jeden Armes ein durchgehender Schraubenbolzen, welcher die Arme mit dem Radumfang verbindet und an ihm befestigt. Ein solcher Theil, oder $^1/_6$ des gusseisernen Schwungradumfanges wiegt 3 Zentner. Die Zusammensetzung dieses Rades ist leicht und geschieht auf ähnliche Weise wie bei dem Stirnrad B, die dazu gehörigen Arme sind von Eichenholz und werden nach Fig. 5, Tab. 106, wo sie in beiden Ansichten abgebildet sind, ausgearbeitet.

Tab. 103. An dem in das Innere des Hammergebäudes reichenden Ende der Hammerwelle sind an selbe, auf 1 Fuss 6 Zoll Entfernung, die gusseisernen Hubdäumlinge E mit Keilen befestigt. Wie Fig. 16, Tab. 103 zeigt, sind an der äussern Peripherie des Wellkranzes fünf Stück 1 Fuss 1 Zoll lange, 4 Zoll dicke Hubdaumen, die etwas gegen den Mittelpunkt und an der Rückseite durch einen Ansatz e verstärkt sind; sie wiegen 6 böhm. Zentner. Nachdem sie gehörig aufgekeilt worden, muss auf die Vorder- oder Angriffseite eines jeden Daumens ein 1 Fuss 1 Zoll langes, $4^3/_4$ Zoll breites und 3 Zoll dickes Futter von Weissbuchenholz aufgelegt, und mittelst eines schmiedeisernen Ringes f, dann einiger Keile die an der Rückseite des Daumens zwischen den Ring geschlagen sind, befestigt werden. Dieses Futter ist zum sanften Gang und Verminderung der Reibung bei der Hebung des Hammers unumgänglich nothwendig.

§. 363.

Die an beiden Endpunkten der Hammerwelle eingelegten Zapfen sind Fig. 14, Tab. 103 Tab. 103. abgebildet, und man hat diese sogenannte Hakenzapfen gewählt, weil die Welle an ihren Endpunkten besonders viel zu leiden hat, und man hier nicht so wie beim Blatt- oder Bläuelzapfen die Welle ganz durchzuschneiden braucht. Er ist 3 Fuss 7 Zoll lang und wiegt 1 Zentner 80 Pfund; die aus dem Holz vorstehende runde Warze ist 5 Zoll lang, 4½ Zoll im Durchmesser dick. Bei der Einlegung hat man bloss nöthig, die Welle bis auf die Hälfte auszustemmen; sodann wird der leere Raum ausserhalb des Hakens mit einem passenden Holz ausgefüllt und mehrere Reife mit Gewalt über ihn an die Welle getrieben. Man hat nebstdem die Hammerwelle noch nach ihrer ganzen Länge mit schmiedeisernen, 2⅓ Zoll breiten, ½ Zoll starken Reifen von 18 zu 18 Zoll umgeben, um sie vor dem, durch das Aufdrehen entstehende Zerspalten zu sichern; denn bei dem jedesmaligen Hub des Hammers wirkt die Kraft stossweise, mithin weit stärker als bei einem gleichförmigen Hube, und es könnte bei der bedeutenden Länge der Hammerwelle leicht eine Zertheilung der Fasern durch Drehung Statt finden.

Das gusseiserne Zapfenlager nächst dem Vorgelege C ist so wie bei den Wasserrädern in einen eichenen Klotz eingesetzt, welcher auf Unterlagen ruht, und durch in letztere eingesetzte Keile festgehalten, nach deren Wegnahme herausgerückt werden kann. Das gusseiserne Zapfenlager nächst den Hubdäumlingen ist Fig. 12, Tab. 103 dargestellt, 8 Zoll lang und wiegt 40 Pfund; es ruht in einem gusseisernen, 2 Fuss 3 Zoll hohen, 5½ Zentner schweren Ständer F Fig. 5 in einer etwas weitern Oeffnung, deren unausgefüllte Räume mit Holz ausgefüttert werden. Es ist auf ein Stück Eichenholz aufgestellt, welches auf einem 2 Fuss hohen Mauerwerke ruht, und damit letzteres in seiner ganzen Masse jeder Verrückung widerstehen könne, so ruht es ebenfalls auf einem Stück Eichenholz. Die obern und untern Eichenklötze sind sammt den Ständern durch fünf Stück Anker g Fig. 1 und 13, Tab. 104 (wovon der Tab. fünfte zwischen den beiden Füssen des Gestelles angebracht ist), die sich nach oben zu in 104. Schraubenbolzen enden, mit einander verbunden, wodurch das Gestell F hinlänglich befestigt wird.

Die **Anker** g sind von Gusseisen, jeder hat an seinem untern Ende eine Oeffnung für den gusseisernen Durchschub, am obern Ende ist er auf 6 Zoll gabelförmig eingeschnitten, in welchen Einschnitt der unten mit einem länglichten Loche versehene Schraubenbolzen h (Fig. 13, Tab. 104) von Schmiedeisen eingelegt, und mittelst eines 6 Zoll langen Durchschubs, der in einem Loch des Ankers steckt, mit diesem verbunden wird. Die 1 Zoll starken Schraubenbolzen ragen 2½ Zoll über die Platte des Ständers durch die für sie darin befindlichen Löcher hervor, sie sind da mit Schraubengewinden versehen, und die 3¼ Zoll in Quadrat grossen und 1¼ Zoll hohen Muttern, welche an die Gewinde angeschraubt werden, hindern das Zurücktreten des Bolzens, wodurch der Grund und der Zapfenlagerständer zu einer einzigen Masse verbunden wird. Die Löcher für die Schraubenbolzen in der Platte des Gestelles sind 3 Zoll lang und 2 Zoll breit, und aus der Ursache grösser als für den Bolzen nothwendig wäre, damit man vor dem Anziehen der Schraubenmutter dem Ständer die genaue Lage durch Verschiebung geben könne.

§. 364.

Dicht an der Hammerwelle steht das gusseiserne **Hammergerüst** G, welches Fig. 2 und 3, Tab. 103 im doppelten Maass in der Vorder- und Hinteransicht dargestellt ist. Es

Tab. 103. besteht aus zwei Theilen, dem Vorder- und dem Hintergestell Fig. 2 und 3, beide sind durch ein massives Tramstück h an ihrem obern Ende mit einander verbunden. An den Fuss der Gestelle ist an der nach innen gekehrten Seite eine 5½ Zoll dicke Platte angegossen. Diese zwei Platten stossen in der Mitte zwischen beiden Säulen an einander, und bilden auf diese Art einen zusammenhängenden Boden in der ganzen Ausdehnung des Hammergerüstes. Das Vordergestell hat unten eine 1 Fuss 6 Zoll breite Oeffnung für den Hammerhelm, und 1 Fuss 8 Zoll von der Bodenplatte sieht man noch die Einschnitte i für die Zapfenlager oder Büchsen der Hammerhülse. Nach oben zu wird diese Oeffnung nur 9 Zoll breit und ist für das Prellholz bestimmt. Auf der gegen die Hammerwelle gekehrten Seite hat das Vordergestell einen segmentartigen Ausschnitt, mit welchen es an diese Welle gestellt wird.

Das Hintergestell ist schmäler als das Vordergestell, vom Fuss angefangen zieht es sich bis auf 2 Fuss 3 Zoll von der Bodenplatte zusammen, sodann behält es eine gleiche Breite von 1 Fuss 4 Zoll bis an das Tramstück; 2 Fuss 7 Zoll von der Bodenplatte ist die 2 Fuss hohe, 8 Zoll breite Oeffnung für die Prellhölzer, welche hier sammt ihren Keilen eingezeichnet sind. Beide Theile des Gestelles bilden an ihrem obersten Ende einen 15 Zoll hohen, 6 Zoll breiten Zapfen, auf welche das Tramstück h aufgesetzt wird. Es ist 9 Fuss 6 Zoll lang, und verstärkt sich am vordern Ende, um den hier Statt findenden Anprall des Hammers mit mehr Masse zu widerstehen. Die Zapfen des Tramstückes sind in ihrem vorragenden Theile mit einem 3 Zoll hohen, 3 Zoll breiten Loche versehen, durch welche ein 16 Zoll langer hölzerner Keil geschoben wird, und jedes in die Höhespringen des Tramstückes verhindert.

Damit alles fest aneinander liege, und nirgends ein Schlottern Statt finde, müssen die Oeffnungen an den Zapfen, welche geflissentlich etwas grösser gemacht wurden, dann die Fuge zwischen den Bodenplatten, mit hölzernen Keilen ausgefüllt werden. Dadurch bekommen alle Theile die gehörige Spannung unter einander, und können wegen der Nachgiebigkeit und Elastizität des Holzes, besser allen heftigen durch den Hammer verursachten Stössen widerstehen. Die Gewichte der drei Haupttheile des Hammergerüstes sind folgende:

Tramstück	26	böhm. Zentner
Vordergestell	44	„ „
Hintergestell	36	„ „
zusammen	106	böhm. Zentner.

§. 365.

Die gehörige Befestigung des Hammergerüstes an die Hüttensohle ist von der grössten Wichtigkeit, weil sonst nicht nur der Schlag des Hammers schwächer und unsicher wird, sondern auch immerwährend Reparaturen nothwendig würden, wodurch die Frischarbeit ungemein gestört wird. Man hat hier die vollständige Befestigung durch vier Anker k von Gusseisen erreicht, die in den vier Ecken der Bodenplatte des Hammergerüstes angebracht sind; oben und unten sind diese Anker mit schmiedeisernen 1 Fuss 10 Zoll langen Kappen versehen, jede dieser Kappen ist mit zwei Stück 6 Zoll langen Durchschüben an den aus Gusseisen bestehenden Ankertheil befestigt, in welchem zu dieser Absicht die nöthigen Löcher im Guss ausgespart werden. Die obern und untern Ankerkappen sammt der Art ihrer Befestigung sind in Fig 4, Tab. 103 in der Vorder- und Seitenansicht im doppelten Masse abgebildet. Diese Anker werden in ein 8 Fuss tiefes Fundament von Bruchstein eingemauert.

Tab. 103. und 104.

Unten werden nach der Länge des Fundaments und einwärts von den Ankern zwei Stück 8 Fuss 8 Zoll lange Balken l′ von Eichenholz eingelegt und zwar so, dass die Oeffnung der Ankerkappe gerade noch so viel hervorsteht, um den Ankerdurchschub m′ Fig. 3, Tab. 103 und Fig. 1, Tab. 104 nach der Breite des Fundamentes durch je zwei einander gegenüberstehende Ankerkappen durchzustecken.

Der **Ankerdurchschub** ist von Gusseisen, 4 Fuss 8 Zoll lang, in der Mitte mit einer 6 Zoll breiten, 2 Zoll dicken, nach unten mit einer Rippe verstärkten Platte zur bessern Auflage an die Balken und das Mauerwerk, an den Enden aber mit 9 Zoll langen, 3 Zoll hohen, 3 Zoll dicken Zapfen versehen, mit welchen es in den Ankerkappen aufliegt. An der obern Seite liegen auf dem Fundamentmauerwerke vier Stück 4 Fuss 8 Zoll lange, 10 Zoll im Quadrat starke eichene Schwellen, und über diese eine 9 Zoll hohe Bedielung von Eichenholz, welche in die Schwellen aufgekämmt ist. Auf dieser Bedielung steht nun die **Bodenplatte des Hammergerüstes** in zwei 7 Fuss langen, 2 Zoll hohen und 4 Zoll breiten Falzen, in welche zwei genau so grosse Rippen des Hammergerüstes passen, die in Fig. 1, 2 und 3, Tab. 103 durch Punktirung angedeutet worden. Die Bodenplatte hat dort, wo die obern Ankerkappen mit ihrer Oeffnung hervorragen, vier Stück 6 Zoll tiefe Einschnitte, durch welche ein 5 Fuss langer, 1½ Zoll dicker, an einem Ende 3, am andern 4 Zoll hoher Durchschub von Schmiedeisen gesteckt wird, und zwar so, dass immer die zwei nach der Länge des Hammergerüstes einander gegenüberstehenden Ankerkappen verbunden werden, wo hingegen die zwei untern Durchschübe die nach der Breite des Gerüstes gegeneinander stehenden Anker verbinden, wodurch eine Vereinigung aller Anker untereinander erzielt wird. Durch den keilförmig gestalteten obern Durchschub werden, wenn er mit Gewalt eingetrieben wird, die Anker gehörig angezogen, dadurch das Hammergerüst an das massive Fundament befestigt und mit demselben gehörig in Verbindung gebracht.

Die Ursachen des festen Standes des Hammergerüstes und die damit verknüpfte Dauerhaftigkeit der Befestigung sind vorzüglich in folgenden Eigenschaften derselben zu suchen.

1tens. In dem bedeutenden Gewicht des Hammergerüstes, wodurch es den Stössen des Hammers schwer nachgibt.

2tens. In dem breiten Fuss des Hammergerüstes, mit dem es auf der ebenen Bedielung fest aufliegt und durch die vorstehende Rippe vor aller Verschiebung gesichert wird.

3tens. Dass die Anker oben und unten zwischen Holz gespannt sind; denn diess bewirkt nicht nur, dass das Mauerwerk von den hölzernen Balken in seiner ganzen Ausdehnung gefasst wird, und einen hinreichenden Widerstand leistet, sondern das Holz besitzt auch stéts einige Nachgiebigkeit und Elastizität, wodurch es wohl den heftigen Stössen in etwas nachgibt, aber immer wieder seine ursprüngliche Lage einzunehmen strebt, daher die Anker auch immer in Spannung erhält.

§. 366.

Um die Kraft des Hammers zu vermehren, oder ein schnelleres Herabfallen desselben zu bewirken, sind im Hammergerüste die **Prellhölzer** n′ Fig. 1 und 3, Tab. 103 von gesundem, jungen Eichenholz angebracht, das untere und obere, um 2½ Fuss kürzere Prellholz werden mit dem schwächern Ende im Hintergestell eingekeilt, vorne liegen sie auf einem Querholz p′, welches durch zwei in dieser Absicht im Vordergestell angebrachten Löcher gesteckt wird. Um de Elastizität der obern Prellhölzer mehr in Anspruch zu nehmen, Tab. 103. wird es nothwendig, dass sie bloss mit ihren Endpunkten sich berühren, in ihrer Mitte aber ein Zwischenraum sich befinde; dieses wird durch Einlegung eines $1\frac{1}{4}$ Zoll hohen Keiles o′ erzielt, der an der innern Seite des Hintergestells zwischen beide Prellhölzer getrieben wird. Die gehörige Lage der Prellhölzer wird durch Auf- und Unterlegung von starken hölzernen Keilen erzielt, in welcher Absicht die Oeffnungen in den Gestellen grösser gegossen werden.

§. 367.

In den bereits erwähnten Einschnitten i des Vordergestells sind die Zapfenlager oder Büchsen der Hammerhülse befestigt. Wie aus Fig. 9, Tab. 103, wo eines derselben in der Vorder- und Seitenansicht abgebildet ist, zu ersehen, sind diese Zapfenlager ein prismatisches Stück Gusseisen, 2 Fuss lang, 4 Zoll breit und 3 Zoll dick. In der Mitte der einen breiten Seite ist eine halbkugelförmige Vertiefung für den Zapfen der Hammerhülse, und gegen die Enden sind in den schmalen Seiten durchgehende 3 Zoll lange, 1 Zoll breite Löcher für die Vorsteckkeile. Diese Zapfenlager werden für die in sie bestimmten Einschnitte des Vordergestells zugleich mit der Hammerhülse eingeschoben, mit Holz gehörig ausgefüttert, sodann aber noch zwei gusseiserne, 5 Zoll lange Keile durch die Löcher des Zapfenlagers von beiden Seiten des Vordergestells getrieben, wodurch sie sammt der Hammerhülse gehörig befestigt werden. Durch das mehr oder weniger Eintreiben der vordern oder hintern Keile kann das Zapfenlager etwas hin- und hergeschoben werden, welches nothwendig ist, um der Hülse und dem in ihr befestigten Hammerhelm eine solche Lage zu geben, dass der Hammer jedesmal genau auf den Amboss trifft.

Die Hammerhülse Fig. 10, Tab. 103 ist von Gusseisen, $6\frac{1}{2}$ Zoll breit, 9 Zoll im innern Durchmesser weit, im Eisen $2\frac{1}{2}$ Zoll stark und wiegt 1 Zentner; die daran befindlichen kegelförmigen Zapfen sind 3 Zoll lang, ihre Endpunkte passen genau in die für sie bestimmten Höhlungen des Zapfenlagers und sie sind so lang, dass die Hülse mit beiden Zapfen in den Lagern oder Büchsen genau aufliegt. In der Hammerhülse ist das eine Ende des Hammerhelms fest gekeilt. Der Helm ist von jungem, gesundem Weissbuchenholz, 7 Fuss 6 Zoll bis 7 Fuss 9 Zoll lang, 10 Zoll hoch und $7\frac{1}{2}$ Zoll breit. An dem andern Endpunkt desselben, 6 Fuss 1 Zoll vom Umdrehungspunkt ist der $8\frac{1}{2}$ Zoll breite, 19 Zoll hohe und $9\frac{1}{2}$ Zoll dicke Hammer von Gusseisen aufgekeilt. Weil die durch den Hammer gehende Oeffnung bloss $4\frac{3}{4}$ Zoll breit ist, so wird der Helm an diesem Ende, sowohl von den Seiten als unten etwas abgehauen. Das untere Abhauen geschieht auch aus der Absicht, um hier einen Keil eintreiben zu können, wodurch der Hammer befestigt, und ihm zugleich die erforderliche Lage gegeben wird. Dort wo der Helm von den Hubdaumen angegriffen wird, ist er zu seiner bessern Schonung mit einem 8 Zoll breiten Streichblech q′ versehen, welches an der dem Angriffspunkt entgegengesetzten Seite schmäler wird, und daselbst zwei vorstehende Lappen hat, durch die ein aus weichem Eisen verfertigter, $\frac{1}{2}$ Zoll dicker Bolzen gesteckt und umgebogen wird. Diese Hammerhelme leiden sehr viel, theils durch den Angriff der Hubdaumen, theils durch das Prellholz, und selten dauert auch das gesundeste und festeste Stück Holz länger als vier Wochen, und es wäre zu wünschen, dass hier irgend eine, die Schonung der Helme bezweckende Verbesserung Statt finden möchte.

Der Hammer ist genau nach Fig. 11, Tab. 103 gebildet, er wiegt zwei Zentner und seine Bahn (nämlich die untere Kante, mit der er auf den Amboss schlägt) ist $9\frac{3}{4}$ Zoll lang,

2 Zoll breit. Damit er an der Bahn härter und glätter werde, ist diese, so wie beim Amboss in Schalen (eisernen Formen) gegossen. Tab. 103.

§. 368.

Der Amboss, auf welchen das zu hämmernde Eisen gelegt wird, um von dem auffallenden Hammer ausgedehnt zu werden, besteht aus drei Theilen, dem Chabottenstock Fig. 6, dem Ambosslager Fig. 7 und dem eigentlichen Amboss Fig. 8, Tab. 103.

Der **Chabottenstock** ist ein 2 Fuss hohes, oben 2 Fuss 11 Zoll, unten 3 Fuss 4 Zoll im Durchmesser grosses Stück Gusseisen, welches oben $5^{1}/_{2}$ Zoll, unten 10 Zoll tief ausgehöhlt ist. Mit der untern Höhlung wird er auf einen 8 Fuss hohen, 19 Zoll im Durchmesser starken, eichenen Klotz aufgesetzt, welcher unter der Hüttensohle in dem Erdreich eingegraben und gut umstapft ist, damit er nicht wanke. Dieser Stock ist gerade so hoch, dass der Chabottenstock noch 3 Zoll unter die Hüttensohle hinabreiche, und vom Holz gar nichts zu sehen ist. In die obere achteckige Höhlung des Chabottenstockes wird das Ambosslager eingesetzt und mit eisernen Keilen darin befestigt. Die Vertiefung des Chabottenstockes ist bedeutend grösser als das Ambosslager, und diess zwar aus der Ursache, um dem Amboss die gehörige Lage gegen den Hammer geben zu können, welches durch Verrückung des Chabottenstocks und des eichenen Klotzes nicht geschehen könnte. Der Chabottenstock wiegt 24 Zentner.

Das **Ambosslager** ist von Gusseisen, 1 Fuss 8 Zoll lang, 1 Fuss 3 Zoll breit und 10 Zoll hoch, so dass, wenn es im Chabottenstock festgekeilt ist, noch $4^{1}/_{2}$ Zoll hervorstehe. An seiner obern Fläche befindet sich eine 1 Fuss 2 Zoll lange, $5^{1}/_{4}$ Zoll breite, $4^{1}/_{2}$ Zoll tiefe Höhlung für den Amboss, der hier ebenfalls mit eisernen Keilen befestigt wird. Der **eigentliche Amboss** ist $11^{3}/_{4}$ Zoll lang, 4 Zoll breit, $8^{3}/_{4}$ Zoll hoch, er ragt $4^{1}/_{4}$ Zoll aus dem Ambosslager hervor. Nach oben zu wird er etwas schmäler, und die oberste Fläche, welche man die **Ambossbahn** nennt, ist $11^{3}/_{4}$ Foll lang, 2 Zoll breit. Die Stellung des Ambosses muss so seyn, dass wenn der Hammer auf dem Amboss aufliegt, die Hammerbahn genau auf der Ambossbahn in allen Punkten aufliege, und der Hammerhelm eine horizontale Lage habe, weil man nur in diesem Fall einen vollen und kräftigen Schlag erhalten kann. So wie man leicht ohne aller Rechnung einsieht, ist bei einer und derselben Fallhöhe der Schlag des Hammers, oder überhaupt eines jeden herabfallenden Körpers am stärksten, wenn er senkrecht herabfällt, daher muss, weil dieser Fall bei der horizontalen Lage des Hammers eintritt, diese in Hinsicht der Stärke des Schlages die vortheilhafteste seyn. Auch ist in dieser Lage der Eingriff für die Hubdäumlinge wegen der vollen Auflage und geringen Reibung am vortheilhaftesten. Dass der Amboss die gehörige Höhe habe, kann, wenn er zu hoch ist, durch Absägung des Grundstockes, im entgegengesetzten Falle durch Unterlage unter den Chabottenstock erzielt werden. Kleine Erhöhungen macht man unmittelbar an dem Ambosslager, so wie auch hier mittelst der Verkeilungen dem Amboss die gehörige Lage (parallel zur Hammerbahn) gegeben wird.

Dass der Hammer mit seinem Helm parallel zur Hammerwelle, und senkrecht auf das Vordergestell des Hammergerüstes stehe, erreicht man:

$1^{\text{tens.}}$ Durch Einrichtung des Zapfenlagers im Ständer, in welcher Absicht, wie bereits erwähnt, die Höhlung im Ständer grösser gegossen ist.

Tab. 103. wird es nothwendig, dass sie bloss mit ihren Endpunkten sich berühren, in ihrer Mitte aber ein Zwischenraum sich befinde; dieses wird durch Einlegung eines 1¼ Zoll hohen Keiles o′ erzielt, der an der innern Seite des Hintergestells zwischen beide Prellhölzer getrieben wird. Die gehörige Lage der Prellhölzer wird durch Auf- und Unterlegung von starken hölzernen Keilen erzielt, in welcher Absicht die Oeffnungen in den Gestellen grösser gegossen werden.

§. 367.

In den bereits erwähnten Einschnitten i des Vordergestells sind die Zapfenlager oder Büchsen der Hammerhülse befestigt. Wie aus Fig. 9, Tab. 103, wo eines derselben in der Vorder- und Seitenansicht abgebildet ist, zu ersehen, sind diese Zapfenlager ein prismatisches Stück Gusseisen, 2 Fuss lang, 4 Zoll breit und 3 Zoll dick. In der Mitte der einen breiten Seite ist eine halbkugelförmige Vertiefung für den Zapfen der Hammerhülse, und gegen die Enden sind in den schmalen Seiten durchgehende 3 Zoll lange, 1 Zoll breite Löcher für die Vorsteckkeile. Diese Zapfenlager werden für die in sie bestimmten Einschnitte des Vordergestells zugleich mit der Hammerhülse eingeschoben, mit Holz gehörig ausgefüttert, sodann aber noch zwei gusseiserne, 5 Zoll lange Keile durch die Löcher des Zapfenlagers von beiden Seiten des Vordergestells getrieben, wodurch sie sammt der Hammerhülse gehörig befestigt werden. Durch das mehr oder weniger Eintreiben der vordern oder hintern Keile kann das Zapfenlager etwas hin- und hergeschoben werden, welches nothwendig ist, um der Hülse und dem in ihr befestigten Hammerhelm eine solche Lage zu geben, dass der Hammer jedesmal genau auf den Amboss trifft.

Die Hammerhülse Fig. 10, Tab. 103 ist von Gusseisen, 6½ Zoll breit, 9 Zoll im innern Durchmesser weit, im Eisen 2½ Zoll stark und wiegt 1 Zentner; die daran befindlichen kegelförmigen Zapfen sind 3 Zoll lang, ihre Endpunkte passen genau in die für sie bestimmten Höhlungen des Zapfenlagers und sie sind so lang, dass die Hülse mit beiden Zapfen in den Lagern oder Büchsen genau aufliegt. In der Hammerhülse ist das eine Ende des Hammerhelms fest gekeilt. Der Helm ist von jungem, gesundem Weissbuchenholz, 7 Fuss 6 Zoll bis 7 Fuss 9 Zoll lang, 10 Zoll hoch und 7½ Zoll breit. An dem andern Endpunkt desselben, 6 Fuss 1 Zoll vom Umdrehungspunkt ist der 8½ Zoll breite, 19 Zoll hohe und 9½ Zoll dicke Hammer von Gusseisen aufgekeilt. Weil die durch den Hammer gehende Oeffnung bloss 4¾ Zoll breit ist, so wird der Helm an diesem Ende, sowohl von den Seiten als unten etwas abgehauen. Das untere Abhauen geschieht auch aus der Absicht, um hier einen Keil eintreiben zu können, wodurch der Hammer befestigt, und ihm zugleich die erforderliche Lage gegeben wird. Dort wo der Helm von den Hubdaumen angegriffen wird, ist er zu seiner bessern Schonung mit einem 8 Zoll breiten Streichblech q′ versehen, welches an der dem Angriffspunkt entgegengesetzten Seite schmäler wird, und daselbst zwei vorstehende Lappen hat, durch die ein aus weichem Eisen verfertigter, ½ Zoll dicker Bolzen gesteckt und umgebogen wird. Diese Hammerhelme leiden sehr viel, theils durch den Angriff der Hubdaumen, theils durch das Prellholz, und selten dauert auch das gesundeste und festeste Stück Holz länger als vier Wochen, und es wäre zu wünschen, dass hier irgend eine, die Schonung der Helme bezweckende Verbesserung Statt finden möchte.

Der Hammer ist genau nach Fig. 11, Tab. 103 gebildet, er wiegt zwei Zentner und seine Bahn (nämlich die untere Kante, mit der er auf den Amboss schlägt) ist 9¾ Zoll lang,

2 Zoll breit. Damit er an der Bahn härter und glätter werde, ist diese, so wie beim Amboss in Schalen (eisernen Formen) gegossen. Tab. 103.

§. 368.

Der Amboss, auf welchen das zu hämmernde Eisen gelegt wird, um von dem auffallenden Hammer ausgedehnt zu werden, besteht aus drei Theilen, dem Chabottenstock Fig. 6, dem Ambosslager Fig. 7 und dem eigentlichen Amboss Fig. 8, Tab. 103.

Der **Chabottenstock** ist ein 2 Fuss hohes, oben 2 Fuss 11 Zoll, unten 3 Fuss 4 Zoll im Durchmesser grosses Stück Gusseisen, welches oben $5^{1}/_{2}$ Zoll, unten 10 Zoll tief ausgehöhlt ist. Mit der untern Höhlung wird er auf einen 8 Fuss hohen, 19 Zoll im Durchmesser starken, eichenen Klotz aufgesetzt, welcher unter der Hüttensohle in dem Erdreich eingegraben und gut umstapft ist, damit er nicht wanke. Dieser Stock ist gerade so hoch, dass der Chabottenstock noch 3 Zoll unter die Hüttensohle hinabreiche, und vom Holz gar nichts zu sehen ist. In die obere achteckige Höhlung des Chabottenstockes wird das Ambosslager eingesetzt und mit eisernen Keilen darin befestigt. Die Vertiefung des Chabottenstockes ist bedeutend grösser als das Ambosslager, und diess zwar aus der Ursache, um dem Amboss die gehörige Lage gegen den Hammer geben zu können, welches durch Verrückung des Chabottenstocks und des eichenen Klotzes nicht geschehen könnte. Der Chabottenstock wiegt 24 Zentner.

Das **Ambosslager** ist von Gusseisen, 1 Fuss 8 Zoll lang, 1 Fuss 3 Zoll breit und 10 Zoll hoch, so dass, wenn es im Chabottenstock festgekeilt ist, noch $4^{1}/_{2}$ Zoll hervorstehe. An seiner obern Fläche befindet sich eine 1 Fuss 2 Zoll lange, $5^{1}/_{4}$ Zoll breite, $4^{1}/_{2}$ Zoll tiefe Höhlung für den Amboss, der hier ebenfalls mit eisernen Keilen befestigt wird. Der **eigentliche Amboss** ist $11^{3}/_{4}$ Zoll lang, 4 Zoll breit, $8^{3}/_{4}$ Zoll hoch, er ragt $4^{1}/_{4}$ Zoll aus dem Ambosslager hervor. Nach oben zu wird er etwas schmäler, und die oberste Fläche, welche man die **Ambossbahn** nennt, ist $11^{3}/_{4}$ Foll lang, 2 Zoll breit. Die Stellung des Ambosses muss so seyn, dass wenn der Hammer auf dem Amboss aufliegt, die Hammerbahn genau auf der Ambossbahn in allen Punkten aufliege, und der Hammerhelm eine horizontale Lage habe, weil man nur in diesem Fall einen vollen und kräftigen Schlag erhalten kann. So wie man leicht ohne aller Rechnung einsieht, ist bei einer und derselben Fallhöhe der Schlag des Hammers, oder überhaupt eines jeden herabfallenden Körpers am stärksten, wenn er senkrecht herabfällt, daher muss, weil dieser Fall bei der horizontalen Lage des Hammers eintritt, diese in Hinsicht der Stärke des Schlages die vortheilhafteste seyn. Auch ist in dieser Lage der Eingriff für die Hubdäumlinge wegen der vollen Auflage und geringen Reibung am vortheilhaftesten. Dass der Amboss die gehörige Höhe habe, kann, wenn er zu hoch ist, durch Absägung des Grundstockes, im entgegengesetzten Falle durch Unterlage unter den Chabottenstock erzielt werden. Kleine Erhöhungen macht man unmittelbar an dem Ambosslager, so wie auch hier mittelst der Verkeilungen dem Amboss die gehörige Lage (parallel zur Hammerbahn) gegeben wird.

Dass der Hammer mit seinem Helm parallel zur Hammerwelle, und senkrecht auf das Vordergestell des Hammergerüstes stehe, erreicht man:

$1^{\text{tens.}}$ Durch Einrichtung des Zapfenlagers im Ständer, in welcher Absicht, wie bereits erwähnt, die Höhlung im Ständer grösser gegossen ist.

Tab. 103. wird es nothwendig, dass sie bloss mit ihren Endpunkten sich berühren, in ihrer Mitte aber ein Zwischenraum sich befinde; dieses wird durch Einlegung eines 1¼ Zoll hohen Keiles o′ erzielt, der an der innern Seite des Hintergestells zwischen beide Prellhölzer getrieben wird. Die gehörige Lage der Prellhölzer wird durch Auf- und Unterlegung von starken hölzernen Keilen erzielt, in welcher Absicht die Oeffnungen in den Gestellen grösser gegossen werden.

§. 367.

In den bereits erwähnten Einschnitten i des Vordergestells sind die Zapfenlager oder **Büchsen der Hammerhülse** befestigt. Wie aus Fig. 9, Tab. 103, wo eines derselben in der Vorder- und Seitenansicht abgebildet ist, zu ersehen, sind diese Zapfenlager ein prismatisches Stück Gusseisen, 2 Fuss lang, 4 Zoll breit und 3 Zoll dick. In der Mitte der einen breiten Seite ist eine halbkugelförmige Vertiefung für den Zapfen der Hammerhülse, und gegen die Enden sind in den schmalen Seiten durchgehende 3 Zoll lange, 1 Zoll breite Löcher für die Vorsteckkeile. Diese Zapfenlager werden für die in sie bestimmten Einschnitte des Vordergestells zugleich mit der Hammerhülse eingeschoben, mit Holz gehörig ausgefüttert, sodann aber noch zwei gusseiserne, 5 Zoll lange Keile durch die Löcher des Zapfenlagers von beiden Seiten des Vordergestells getrieben, wodurch sie sammt der Hammerhülse gehörig befestigt werden. Durch das mehr oder weniger Eintreiben der vordern oder hintern Keile kann das Zapfenlager etwas hin- und hergeschoben werden, welches nothwendig ist, um der Hülse und dem in ihr befestigten Hammerhelm eine solche Lage zu geben, dass der Hammer jedesmal genau auf den Amboss trifft.

Die **Hammerhülse** Fig. 10, Tab. 103 ist von Gusseisen, 6½ Zoll breit, 9 Zoll im innern Durchmesser weit, im Eisen 2½ Zoll stark und wiegt 1 Zentner; die daran befindlichen kegelförmigen Zapfen sind 3 Zoll lang, ihre Endpunkte passen genau in die für sie bestimmten Höhlungen des Zapfenlagers und sie sind so lang, dass die Hülse mit beiden Zapfen in den Lagern oder Büchsen genau aufliegt. In der Hammerhülse ist das eine Ende des **Hammerhelms** fest gekeilt. Der Helm ist von jungem, gesundem Weissbuchenholz, 7 Fuss 6 Zoll bis 7 Fuss 9 Zoll lang, 10 Zoll hoch und 7½ Zoll breit. An dem andern Endpunkt desselben, 6 Fuss 1 Zoll vom Umdrehungspunkt ist der 8½ Zoll breite, 19 Zoll hohe und 9½ Zoll dicke Hammer von Gusseisen aufgekeilt. Weil die durch den Hammer gehende Oeffnung bloss 4¾ Zoll breit ist, so wird der Helm an diesem Ende, sowohl von den Seiten als unten etwas abgehauen. Das untere Abhauen geschieht auch aus der Absicht, um hier einen Keil eintreiben zu können, wodurch der Hammer befestigt, und ihm zugleich die erforderliche Lage gegeben wird. Dort wo der Helm von den Hubdaumen angegriffen wird, ist er zu seiner bessern Schonung mit einem 8 Zoll breiten **Streichblech** q′ versehen, welches an der dem Angriffspunkt entgegengesetzten Seite schmäler wird, und daselbst zwei vorstehende Lappen hat, durch die ein aus weichem Eisen verfertigter, ½ Zoll dicker Bolzen gesteckt und umgebogen wird. Diese Hammerhelme leiden sehr viel, theils durch den Angriff der Hubdaumen, theils durch das Prellholz, und selten dauert auch das gesundeste und festeste Stück Holz länger als vier Wochen, und es wäre zu wünschen, dass hier irgend eine, die Schonung der Helme bezweckende Verbesserung Statt finden möchte.

Der **Hammer** ist genau nach Fig. 11, Tab. 103 gebildet, er wiegt zwei Zentner und seine Bahn (nämlich die untere Kante, mit der er auf den Amboss schlägt) ist 9¾ Zoll lang,

2 Zoll breit. Damit er an der Bahn härter und glätter werde, ist diese, so wie beim Amboss in Schalen (eisernen Formen) gegossen. Tab. 103.

§. 368.

Der Amboss, auf welchen das zu hämmernde Eisen gelegt wird, um von dem auffallenden Hammer ausgedehnt zu werden, besteht aus drei Theilen, dem Chabottenstock Fig. 6, dem Ambosslager Fig. 7 und dem eigentlichen Amboss Fig. 8, Tab. 103.

Der *Chabottenstock* ist ein 2 Fuss hohes, oben 2 Fuss 11 Zoll, unten 3 Fuss 4 Zoll im Durchmesser grosses Stück Gusseisen, welches oben 5½ Zoll, unten 10 Zoll tief ausgehöhlt ist. Mit der untern Höhlung wird er auf einen 8 Fuss hohen, 19 Zoll im Durchmesser starken, eichenen Klotz aufgesetzt, welcher unter der Hüttensohle in dem Erdreich eingegraben und gut umstapft ist, damit er nicht wanke. Dieser Stock ist gerade so hoch, dass der Chabottenstock noch 3 Zoll unter die Hüttensohle hinabreiche, und vom Holz gar nichts zu sehen ist. In die obere achteckige Höhlung des Chabottenstockes wird das Ambosslager eingesetzt und mit eisernen Keilen darin befestigt. Die Vertiefung des Chabottenstockes ist bedeutend grösser als das Ambosslager, und diess zwar aus der Ursache, um dem Amboss die gehörige Lage gegen den Hammer geben zu können, welches durch Verrückung des Chabottenstocks und des eichenen Klotzes nicht geschehen könnte. Der Chabottenstock wiegt 24 Zentner.

Das *Ambosslager* ist von Gusseisen, 1 Fuss 8 Zoll lang, 1 Fuss 3 Zoll breit und 10 Zoll hoch, so dass, wenn es im Chabottenstock festgekeilt ist, noch 4½ Zoll hervorstehe. An seiner obern Fläche befindet sich eine 1 Fuss 2 Zoll lange, 5¼ Zoll breite, 4½ Zoll tiefe Höhlung für den Amboss, der hier ebenfalls mit eisernen Keilen befestigt wird. Der *eigentliche Amboss* ist 11¾ Zoll lang, 4 Zoll breit, 8¾ Zoll hoch, er ragt 4¼ Zoll aus dem Ambosslager hervor. Nach oben zu wird er etwas schmäler, und die oberste Fläche, welche man die *Ambossbahn* nennt, ist 11¾ Foll lang, 2 Zoll breit. Die Stellung des Ambosses muss so seyn, dass wenn der Hammer auf dem Amboss aufliegt, die Hammerbahn genau auf der Ambossbahn in allen Punkten aufliege, und der Hammerhelm eine horizontale Lage habe, weil man nur in diesem Fall einen vollen und kräftigen Schlag erhalten kann. So wie man leicht ohne aller Rechnung einsieht, ist bei einer und derselben Fallhöhe der Schlag des Hammers, oder überhaupt eines jeden herabfallenden Körpers am stärksten, wenn er senkrecht herabfällt, daher muss, weil dieser Fall bei der horizontalen Lage des Hammers eintritt, diese in Hinsicht der Stärke des Schlages die vortheilhafteste seyn. Auch ist in dieser Lage der Eingriff für die Hubdäumlinge wegen der vollen Auflage und geringen Reibung am vortheilhaftesten. Dass der Amboss die gehörige Höhe habe, kann, wenn er zu hoch ist, durch Absägung des Grundstockes, im entgegengesetzten Falle durch Unterlage unter den Chabottenstock erzielt werden. Kleine Erhöhungen macht man unmittelbar an dem Ambosslager, so wie auch hier mittelst der Verkeilungen dem Amboss die gehörige Lage (parallel zur Hammerbahn) gegeben wird.

Dass der Hammer mit seinem Helm parallel zur Hammerwelle, und senkrecht auf das Vordergestell des Hammergerüstes stehe, erreicht man:

1$^{\text{tens.}}$ Durch Einrichtung des Zapfenlagers im Ständer, in welcher Absicht, wie bereits erwähnt, die Höhlung im Ständer grösser gegossen ist.

Tab. 103. wird es nothwendig, dass sie bloss mit ihren Endpunkten sich berühren, in ihrer Mitte aber ein Zwischenraum sich befinde; dieses wird durch Einlegung eines 1¼ Zoll hohen Keiles o′ erzielt, der an der innern Seite des Hintergestells zwischen beide Prellhölzer getrieben wird. Die gehörige Lage der Prellhölzer wird durch Auf- und Unterlegung von starken hölzernen Keilen erzielt, in welcher Absicht die Oeffnungen in den Gestellen grösser gegossen werden.

§. 367.

In den bereits erwähnten Einschnitten i des Vordergestells sind die Zapfenlager oder **Büchsen der Hammerhülse** befestigt. Wie aus Fig. 9, Tab. 103, wo eines derselben in der Vorder- und Seitenansicht abgebildet ist, zu ersehen, sind diese Zapfenlager ein prismatisches Stück Gusseisen, 2 Fuss lang, 4 Zoll breit und 3 Zoll dick. In der Mitte der einen breiten Seite ist eine halbkugelförmige Vertiefung für den Zapfen der Hammerhülse, und gegen die Enden sind in den schmalen Seiten durchgehende 3 Zoll lange, 1 Zoll breite Löcher für die Vorsteckkeile. Diese Zapfenlager werden für die in sie bestimmten Einschnitte des Vordergestells zugleich mit der Hammerhülse eingeschoben, mit Holz gehörig ausgefüttert, sodann aber noch zwei gusseiserne, 5 Zoll lange Keile durch die Löcher des Zapfenlagers von beiden Seiten des Vordergestells getrieben, wodurch sie sammt der Hammerhülse gehörig befestigt werden. Durch das mehr oder weniger Eintreiben der vordern oder hintern Keile kann das Zapfenlager etwas hin- und hergeschoben werden, welches nothwendig ist, um der Hülse und dem in ihr befestigten Hammerhelm eine solche Lage zu geben, dass der Hammer jedesmal genau auf den Amboss trifft.

Die **Hammerhülse** Fig. 10, Tab. 103 ist von Gusseisen, 6½ Zoll breit, 9 Zoll im innern Durchmesser weit, im Eisen 2½ Zoll stark und wiegt 1 Zentner; die daran befindlichen kegelförmigen Zapfen sind 3 Zoll lang, ihre Endpunkte passen genau in die für sie bestimmten Höhlungen des Zapfenlagers und sie sind so lang, dass die Hülse mit beiden Zapfen in den Lagern oder Büchsen genau aufliegt. In der Hammerhülse ist das eine Ende des **Hammerhelms** fest gekeilt. Der Helm ist von jungem, gesundem Weissbuchenholz, 7 Fuss 6 Zoll bis 7 Fuss 9 Zoll lang, 10 Zoll hoch und 7½ Zoll breit. An dem andern Endpunkt desselben, 6 Fuss 1 Zoll vom Umdrehungspunkt ist der 8½ Zoll breite, 19 Zoll hohe und 9½ Zoll dicke Hammer von Gusseisen aufgekeilt. Weil die durch den Hammer gehende Oeffnung bloss 4¾ Zoll breit ist, so wird der Helm an diesem Ende, sowohl von den Seiten als unten etwas abgehauen. Das untere Abhauen geschieht auch aus der Absicht, um hier einen Keil eintreiben zu können, wodurch der Hammer befestigt, und ihm zugleich die erforderliche Lage gegeben wird. Dort wo der Helm von den Hubdaumen angegriffen wird, ist er zu seiner bessern Schonung mit einem 8 Zoll breiten **Streichblech** q′ versehen, welches an der dem Angriffspunkt entgegengesetzten Seite schmäler wird, und daselbst zwei vorstehende Lappen hat, durch die ein aus weichem Eisen verfertigter, ½ Zoll dicker Bolzen gesteckt und umgebogen wird. Diese Hammerhelme leiden sehr viel, theils durch den Angriff der Hubdaumen, theils durch das Prellholz, und selten dauert auch das gesundeste und festeste Stück Holz länger als vier Wochen, und es wäre zu wünschen, dass hier irgend eine, die Schonung der Helme bezweckende Verbesserung Statt finden möchte.

Der **Hammer** ist genau nach Fig. 11, Tab. 103 gebildet, er wiegt zwei Zentner und seine Bahn (nämlich die untere Kante, mit der er auf den Amboss schlägt) ist 9¾ Zoll lang,

2 Zoll breit. Damit er an der Bahn härter und glätter werde, ist diese, so wie beim Amboss in Schalen (eisernen Formen) gegossen. Tab. 103.

§. 368.

Der Amboss, auf welchen das zu hämmernde Eisen gelegt wird, um von dem auffallenden Hammer ausgedehnt zu werden, besteht aus drei Theilen, dem Chabottenstock Fig. 6, dem Ambosslager Fig. 7 und dem eigentlichen Amboss Fig. 8, Tab. 103.

Der **Chabottenstock** ist ein 2 Fuss hohes, oben 2 Fuss 11 Zoll, unten 3 Fuss 4 Zoll im Durchmesser grosses Stück Gusseisen, welches oben $5^1/_2$ Zoll, unten 10 Zoll tief ausgehöhlt ist. Mit der untern Höhlung wird er auf einen 8 Fuss hohen, 19 Zoll im Durchmesser starken, eichenen Klotz aufgesetzt, welcher unter der Hüttensohle in dem Erdreich eingegraben und gut umstapft ist, damit er nicht wanke. Dieser Stock ist gerade so hoch, dass der Chabottenstock noch 3 Zoll unter die Hüttensohle hinabreiche, und vom Holz gar nichts zu sehen ist. In die obere achteckige Höhlung des Chabottenstockes wird das Ambosslager eingesetzt und mit eisernen Keilen darin befestigt. Die Vertiefung des Chabottenstockes ist bedeutend grösser als das Ambosslager, und diess zwar aus der Ursache, um dem Amboss die gehörige Lage gegen den Hammer geben zu können, welches durch Verrückung des Chabottenstocks und des eichenen Klotzes nicht geschehen könnte. Der Chabottenstock wiegt 24 Zentner.

Das **Ambosslager** ist von Gusseisen, 1 Fuss 8 Zoll lang, 1 Fuss 3 Zoll breit und 10 Zoll hoch, so dass, wenn es im Chabottenstock festgekeilt ist, noch $4^1/_2$ Zoll hervorstehe. An seiner obern Fläche befindet sich eine 1 Fuss 2 Zoll lange, $5^1/_4$ Zoll breite, $4^1/_2$ Zoll tiefe Höhlung für den Amboss, der hier ebenfalls mit eisernen Keilen befestigt wird. Der **eigentliche Amboss** ist $11^3/_4$ Zoll lang, 4 Zoll breit, $8^3/_4$ Zoll hoch, er ragt $4^1/_4$ Zoll aus dem Ambosslager hervor. Nach oben zu wird er etwas schmäler, und die oberste Fläche, welche man die **Ambossbahn** nennt, ist $11^3/_4$ Foll lang, 2 Zoll breit. Die Stellung des Ambosses muss so seyn, dass wenn der Hammer auf dem Amboss aufliegt, die Hammerbahn genau auf der Ambossbahn in allen Punkten aufliege, und der Hammerhelm eine horizontale Lage habe, weil man nur in diesem Fall einen vollen und kräftigen Schlag erhalten kann. So wie man leicht ohne aller Rechnung einsieht, ist bei einer und derselben Fallhöhe der Schlag des Hammers, oder überhaupt eines jeden herabfallenden Körpers am stärksten, wenn er senkrecht herabfällt, daher muss, weil dieser Fall bei der horizontalen Lage des Hammers eintritt, diese in Hinsicht der Stärke des Schlages die vortheilhafteste seyn. Auch ist in dieser Lage der Eingriff für die Hubdäumlinge wegen der vollen Auflage und geringen Reibung am vortheilhaftesten. Dass der Amboss die gehörige Höhe habe, kann, wenn er zu hoch ist, durch Absägung des Grundstockes, im entgegengesetzten Falle durch Unterlage unter den Chabottenstock erzielt werden. Kleine Erhöhungen macht man unmittelbar an dem Ambosslager, so wie auch hier mittelst der Verkeilungen dem Amboss die gehörige Lage (parallel zur Hammerbahn) gegeben wird.

Dass der Hammer mit seinem Helm parallel zur Hammerwelle, und senkrecht auf das Vordergestell des Hammergerüstes stehe, erreicht man:

$1^{tens.}$ Durch Einrichtung des Zapfenlagers im Ständer, in welcher Absicht, wie bereits erwähnt, die Höhlung im Ständer grösser gegossen ist.

Tab. 103. wird es nothwendig, dass sie bloss mit ihren Endpunkten sich berühren, in ihrer Mitte aber ein Zwischenraum sich befinde; dieses wird durch Einlegung eines 1¼ Zoll hohen Keiles o' erzielt, der an der innern Seite des Hintergestells zwischen beide Prellhölzer getrieben wird. Die gehörige Lage der Prellhölzer wird durch Auf- und Unterlegung von starken hölzernen Keilen erzielt, in welcher Absicht die Oeffnungen in den Gestellen grösser gegossen werden.

§. 367.

In den bereits erwähnten Einschnitten i des Vordergestells sind die Zapfenlager oder Büchsen der Hammerhülse befestigt. Wie aus Fig. 9, Tab. 103, wo eines derselben in der Vorder- und Seitenansicht abgebildet ist, zu ersehen, sind diese Zapfenlager ein prismatisches Stück Gusseisen, 2 Fuss lang, 4 Zoll breit und 3 Zoll dick. In der Mitte der einen breiten Seite ist eine halbkugelförmige Vertiefung für den Zapfen der Hammerhülse, und gegen die Enden sind in den schmalen Seiten durchgehende 3 Zoll lange, 1 Zoll breite Löcher für die Vorsteckkeile. Diese Zapfenlager werden für die in sie bestimmten Einschnitte des Vordergestells zugleich mit der Hammerhülse eingeschoben, mit Holz gehörig ausgefüttert, sodann aber noch zwei gusseiserne, 5 Zoll lange Keile durch die Löcher des Zapfenlagers von beiden Seiten des Vordergestells getrieben, wodurch sie sammt der Hammerhülse gehörig befestigt werden. Durch das mehr oder weniger Eintreiben der vordern oder hintern Keile kann das Zapfenlager etwas hin- und hergeschoben werden, welches nothwendig ist, um der Hülse und dem in ihr befestigten Hammerhelm eine solche Lage zu geben, dass der Hammer jedesmal genau auf den Amboss trifft.

Die Hammerhülse Fig. 10, Tab. 103 ist von Gusseisen, 6½ Zoll breit, 9 Zoll im innern Durchmesser weit, im Eisen 2½ Zoll stark und wiegt 1 Zentner; die daran befindlichen kegelförmigen Zapfen sind 3 Zoll lang, ihre Endpunkte passen genau in die für sie bestimmten Höhlungen des Zapfenlagers und sie sind so lang, dass die Hülse mit beiden Zapfen in den Lagern oder Büchsen genau aufliegt. In der Hammerhülse ist das eine Ende des Hammerhelms fest gekeilt. Der Helm ist von jungem, gesundem Weissbuchenholz, 7 Fuss 6 Zoll bis 7 Fuss 9 Zoll lang, 10 Zoll hoch und 7½ Zoll breit. An dem andern Endpunkt desselben, 6 Fuss 1 Zoll vom Umdrehungspunkt ist der 8½ Zoll breite, 19 Zoll hohe und 9½ Zoll dicke Hammer von Gusseisen aufgekeilt. Weil die durch den Hammer gehende Oeffnung bloss 4¾ Zoll breit ist, so wird der Helm an diesem Ende, sowohl von den Seiten als unten etwas abgehauen. Das untere Abhauen geschieht auch aus der Absicht, um hier einen Keil eintreiben zu können, wodurch der Hammer befestigt, und ihm zugleich die erforderliche Lage gegeben wird. Dort wo der Helm von den Hubdaumen angegriffen wird, ist er zu seiner bessern Schonung mit einem 8 Zoll breiten Streichblech q' versehen, welches an der dem Angriffspunkt entgegengesetzten Seite schmäler wird, und daselbst zwei vorstehende Lappen hat, durch die ein aus weichem Eisen verfertigter, ½ Zoll dicker Bolzen gesteckt und umgebogen wird. Diese Hammerhelme leiden sehr viel, theils durch den Angriff der Hubdaumen, theils durch das Prellholz, und selten dauert auch das gesundeste und festeste Stück Holz länger als vier Wochen, und es wäre zu wünschen, dass hier irgend eine, die Schonung der Helme bezweckende Verbesserung Statt finden möchte.

Der Hammer ist genau nach Fig. 11, Tab. 103 gebildet, er wiegt zwei Zentner und seine Bahn (nämlich die untere Kante, mit der er auf den Amboss schlägt) ist 9¾ Zoll lang,

2 Zoll breit. Damit er an der Bahn härter und glätter werde, ist diese, so wie beim Amboss in Schalen (eisernen Formen) gegossen. Tab. 103.

§. 368.

Der Amboss, auf welchen das zu hämmernde Eisen gelegt wird, um von dem auffallenden Hammer ausgedehnt zu werden, besteht aus drei Theilen, dem Chabottenstock Fig. 6, dem Ambosslager Fig. 7 und dem eigentlichen Amboss Fig. 8, Tab. 103.

Der **Chabottenstock** ist ein 2 Fuss hohes, oben 2 Fuss 11 Zoll, unten 3 Fuss 4 Zoll im Durchmesser grosses Stück Gusseisen, welches oben 5½ Zoll, unten 10 Zoll tief ausgehöhlt ist. Mit der untern Höhlung wird er auf einen 8 Fuss hohen, 19 Zoll im Durchmesser starken, eichenen Klotz aufgesetzt, welcher unter der Hüttensohle in dem Erdreich eingegraben und gut umstapft ist, damit er nicht wanke. Dieser Stock ist gerade so hoch, dass der Chabottenstock noch 3 Zoll unter die Hüttensohle hinabreiche, und vom Holz gar nichts zu sehen ist. In die obere achteckige Höhlung des Chabottenstockes wird das Ambosslager eingesetzt und mit eisernen Keilen darin befestigt. Die Vertiefung des Chabottenstockes ist bedeutend grösser als das Ambosslager, und diess zwar aus der Ursache, um dem Amboss die gehörige Lage gegen den Hammer geben zu können, welches durch Verrückung des Chabottenstocks und des eichenen Klotzes nicht geschehen könnte. Der Chabottenstock wiegt 24 Zentner.

Das **Ambosslager** ist von Gusseisen, 1 Fuss 8 Zoll lang, 1 Fuss 3 Zoll breit und 10 Zoll hoch, so dass, wenn es im Chabottenstock festgekeilt ist, noch 4½ Zoll hervorstehe. An seiner obern Fläche befindet sich eine 1 Fuss 2 Zoll lange, 5¼ Zoll breite, 4½ Zoll tiefe Höhlung für den Amboss, der hier ebenfalls mit eisernen Keilen befestigt wird. Der **eigentliche Amboss** ist 11¾ Zoll lang, 4 Zoll breit, 8¾ Zoll hoch, er ragt 4¼ Zoll aus dem Ambosslager hervor. Nach oben zu wird er etwas schmäler, und die oberste Fläche, welche man die **Ambossbahn** nennt, ist 11¾ Foll lang, 2 Zoll breit. Die Stellung des Ambosses muss so seyn, dass wenn der Hammer auf dem Amboss aufliegt, die Hammerbahn genau auf der Ambossbahn in allen Punkten aufliege, und der Hammerhelm eine horizontale Lage habe, weil man nur in diesem Fall einen vollen und kräftigen Schlag erhalten kann. So wie man leicht ohne aller Rechnung einsieht, ist bei einer und derselben Fallhöhe der Schlag des Hammers, oder überhaupt eines jeden herabfallenden Körpers am stärksten, wenn er senkrecht herabfällt, daher muss, weil dieser Fall bei der horizontalen Lage des Hammers eintritt, diese in Hinsicht der Stärke des Schlages die vortheilhafteste seyn. Auch ist in dieser Lage der Eingriff für die Hubdäumlinge wegen der vollen Auflage und geringen Reibung am vortheilhaftesten. Dass der Amboss die gehörige Höhe habe, kann, wenn er zu hoch ist, durch Absägung des Grundstockes, im entgegengesetzten Falle durch Unterlage unter den Chabottenstock erzielt werden. Kleine Erhöhungen macht man unmittelbar an dem Ambosslager, so wie auch hier mittelst der Verkeilungen dem Amboss die gehörige Lage (parallel zur Hammerbahn) gegeben wird.

Dass der Hammer mit seinem Helm parallel zur Hammerwelle, und senkrecht auf das Vordergestell des Hammergerüstes stehe, erreicht man:

1^{tens}. Durch Einrichtung des Zapfenlagers im Ständer, in welcher Absicht, wie bereits erwähnt, die Höhlung im Ständer grösser gegossen ist.

2^{tens}. Durch die bereits erwähnte Verkeilung der Büchsen oder Zapfenlager der Hammerhülse und nebstdem wird noch der Hammer selbst mit seinen Keilen gerichtet.

Der Hammerbahn, mithin auch der Ambossbahn pflegen die Hammerschmiede gewöhnlich eine nach ihrer Länge etwas geneigte Lage zu geben, so dass das Ende gegen das Hammergerüst etwa um 1 Linie niedriger stehe; sie erreichen dieses bloss durch stärkeres Eintreiben des untern grossen Keiles am Hammer, und der entsprechenden gewöhnlich aus Hammerschlag bestehenden Unterlegung und Verkeilung der Ambossbahn. Diese geneigte Bahn des Ambosses und Hammers hat aber keinen andern Nutzen, ausser dass den Hammerschmieden ihre Arbeit in etwas erleichtert wird, und hängt bloss von der Stellung und Grösse des Arbeiters, der Breite der auszuschmiedenden Eisensorten, dann der Höhe der Ambossbahn von der Hüttensohle ab. Diese letztere Höhe ist hier 24 bis 30 Zoll, weil die Hüttensohle wegen dem aufgehäuften Hammerschlag und Schlacken uneben ist, und bei dieser Höhe nähert sich die Hammerbahn am meisten der horizontalen Lage.

§. 369.

Die Maschinerie sämmtlicher Frischhämmer ist so eingerichtet, dass bei gutem Betrieb und nicht zu kleinem Wasser in jeder Sekunde 2 ganze Schläge erfolgen müssen. Mehr Schläge lässt man nicht machen, und verhindert diess durch Verminderung des Wasserzuflusses; weniger als 95 in einer Minute erfolgen aber selbst beim kleinsten Wasser nicht. Nimmt man nun an, dass 120 Schläge in einer Minute erfolgen sollen, so muss die Hammerwelle, da an derselben 5 Hubdaumen sind, 24 Umdrehungen, und weil das Vorgelege 46 und das Stirnrad 80 Zähne hat, das Wasserrad $\frac{24 \,.\, 46}{80} = 13{,}8$ Umdrehungen in einer Minute machen. Der Durchmesser des Wasserrades durch die Mitte der Schaufeln ist 16 Fuss, mithin die Geschwindigkeit, mit welcher sich der Umfang des Wasserrades bewegen muss $= \frac{3{,}1416 \,.\, 16 \,.\, 13{,}8}{60} = 11{,}56$ Fuss.

Weil der Hammer zum Theil während dem Einschmelzen und bis zum gehörigen Gaarwerden des Roheisens nicht im Gang ist, so ist es nothwendig, ihn einstellen zu können. Diess geschieht mittelst eines etwa 3 Fuss langen Stückes Holz, welches in dem Augenblick, als der Hammer von den Hubdäumlingen in die Höhe geworfen wird, auf die Bedielung des Hammergerüstes gerade unter den Helm gestellt wird, wodurch das Herabfallen des Hammers gehemmt, und der Helm wegen seiner hohen Lage auch nicht mehr von den Hubdaumen ergriffen werden kann.

§. 370.

Die Hubshöhe des Hammers wird durch die grössere oder geringere Entfernung des Hammergerüstes von der Hammerwelle bestimmt. Um diese Verrückungen mit dem Hammergerüst vornehmen zu können, werden bei der ersten Stellung des Hammers die obern Ankerdurchschübe zurückgeschlagen und herausgenommen, und weil die Oeffnungen der Bodenplatte, durch welche die Anker hindurch gehen, lang genug sind, so kann das Hammergerüst nach Erforderniss mittelst eiserner Brechstangen in die erforderliche Lage gehoben werden, wo es alsdann durch das Eintreiben der Durchschübe wieder gehörig befestigt wird. Bei dem Richten des Hammergerüstes muss zugleich der Amboss richtig und genau auf die Mitte des Gestelles gestellt werden, welches man mittelst einer ausgespannten Schnur beurtheilt. Alles in der Folge nothwendige Richten des Hammers wird nicht mehr am Hammergerüst gemacht, sondern bloss an den Büchsen, die im Hammergerüst befestigt sind, vorgenommen. Die Fallhöhe des Hammers ist 18 Zoll, er wird aber von den Hubdaumen nicht bis zu dieser Höhe, sondern nur ungefähr 12 Zoll gehoben, und weil sich diese ziemlich schnell bewegen, so fliegt der Hammer noch selbst 6 Zoll in die Höhe, wo er von dem Prellholz aufgehalten und durch die Elastizität desselben mit vermehrter Geschwindigkeit zurückgeschleudert wird.

Das Eisen, welches unter dem Hammer bearbeitet wird, muss in Klumpen und einem halbflüssigen Zustande, welches man die gaare Beschaffenheit desselben nennt, auf den Amboss gebracht werden. Um das vom Hochofen kommende Roheisen in diesen Zustand zu versetzen, muss es im Frischheerd eingeschmolzen und dabei fortwährend durch längere Zeit der Wirkung des Gebläses ausgesetzt werden. Weil es bei dem Entwurfe einer Maschinenanlage sehr wichtig ist, alle die dazu gehörigen Theile nach ihrer erforderlichen Grösse, Stellung und nothwendigen Konstrukzion zu kennen, so soll hier die genaue Beschreibung des Frischheerds, und sodann auch jene des Gebläses folgen.

§. 371.

Tab. 102. Wie aus dem Grundriss Tab. 102 zu ersehen, ist der Frischheerd bloss 5 Fuss vom Hammergerüst entfernt. Er ist 9 Fuss 8 Zoll lang und 5 Fuss 9 Zoll breit, an der Längenscheidemauer angebaut; in dieser Ausdehnung und noch 3 Zoll auf jeder Seite vorspringend, geht das massive, aus Bruchsteinen hergestellte Fundamentmauerwerk 8 Fuss unter die Hüttensohle herab. Das Fundament hört mit der Hüttensohle auf und es liegt hier auf der gegen die Hütte gekehrten Seite desselben die 2 Zoll dicke gusseiserne Vorheerdplatte H, welche in Fig. 2, Tab. 104 im doppelten Maass in der obern Ansicht, und seitswärts der Querdurchschnitt durch ein Ende derselben abgebildet ist. Tab. 104. Sie hat rechts wegen dem Heerd einen 2 Fuss 9 Zoll langen, 3 Zoll tiefen Einschnitt, und erweitert sich an ihren Enden zu den Unterlagen für die Säulen I und K. Diese Säulen, welche auf den Enden der Vorheerdplatte aufstehen, sind von Gusseisen, 3 Fuss hoch, bei 1 Zoll Eisenstärke inwendig hohl gegossen.

Die Säule oder der Pfeiler I rechts, ist durch seine ganze Höhe von einerlei Stärke und bildet im Querdurchschnitt ein unregelmässiges Fünfeck, weil sowohl gegen den Heerd als die Formöffnung wegen der bequemern Manipulazion die Säule Schmiegen bilden muss. Die zweite Säule K hat eine 1 Fuss 10 Zoll im Quadrat grosse Grundfläche, auf dieser steht der 5 Zoll hohe Sockel des unten 16, oben 13 Zoll im Durchmesser haltenden, 1 Fuss 10 Zoll hohen Säulenschaftes, der oben mit einem Kopfgesims und Platte verziert ist. Die vorspringenden Enden der Vorheerdplatte H sind genau so gross, als die untern Enden der Säulen, so dass sie über die Säulenfüsse weder vorspringt noch zurücktritt. Damit aber die Säulen sich nicht verrücken, so bildet die Vorheerdplatte an der innern Seite derselben einen 2 Zoll hohen Vorsprung, welcher jede Verschiebung verhindert. Gegenwärtig wird die Vorheerdplatte nicht mehr aus einem Stück gegossen, sondern so wie die punktirten Linien Fig. 2, Tab. 104 anzeigen, in drei Theilen, damit der Hammerschmied durch Verrückung derselben sich sein Feuer nach Willkühr einrichten könne.

Ueber diesen Säulen liegt wieder eine genau so gebildete Platte, wie die Vorheerdplatte, nur mangelt ihr der wegen dem Heerd nothwendige 3 Zoll breite Einschnitt. Sie verbindet die Säulen an ihrem obern Ende, welche durch diese beiden Platten schon unverrückbar fest stehen.

Tab. 104. Um sie aber noch besser mit dem Fundamentmauerwerk, und den obern Feuerwänden gehörig zu verbinden, geht noch durch jede Säule eine Stange von Gusseisen, für welche die Löcher im Grundriss der Vorheerdplatte Fig. 2 zu sehen sind.

Ueber der obern Vorheerdplatte liegen längs der schmalen Seite des Frischheerdes unter den Feuerwänden desselben, zwei andere 12 Zoll breite, 2 Zoll dicke und 8 Fuss 4 Zoll lange Platten, welche man die untern Ankerplatten nennt. Sie sind nach vorne bei s′ Fig. 3 rechtwinkelig 10 Zoll hoch gebogen, um daselbst die Widerlage der Feuerwand gehörig zu fassen, gehen auf der andern Seite durch die Längenscheidemauer und haben bei r′ wieder einen auf beide Seiten sich rechtwinkelig umbiegenden 12 Zoll breiten Kopf, welcher dem Herausziehen des Ankers widersteht. Damit jedoch die Ankerplatten nicht zu sehr belastet werden, sind über sie und die obere Vorderplatte drei Gewölbbögen gespannt, deren Füsse auf den zwei Säulen und der Längenscheidemauer aufstehen. Der Raum zwischen dem Gewölbe und den Platten ist 6 Zoll dick mit Ziegeln auf Lehm ausgemauert. Die Gewölbbögen und die darüber gesetzten Feuerwände sind aus Ziegeln auf Kalk 1½ Fuss dick, bis auf 10 Fuss 3 Zoll über die Hüttensohle senkrecht aufgemauert. In dieser Höhe sind die Feuerwände wieder mit drei Ankerplatten umgeben, und mit der Längenscheidemauer verankert. Diese Ankerplatten sind an den Enden ebenfalls umgebogen, 2 Zoll dick, 10 Zoll breit, und die Seitenanker an den Ecken des Frischheerdes nach Fig. 5, Tab. 104 wegen der wechselseitigen Uebergreifung gekröpft. Sie stehen um 2 Zoll über die Feuerwände hinaus und bilden da mit dem die Zwischenräume ausfüllenden Mauerwerk ein um den ganzen Frischheerd herumgehendes Band.

Ueber diesem Absatz der Feuerwände fängt der aus 6 Zoll starkem, auf Kalk gemauertem Ziegelmauerwerk bestehende Rauch- und Funkenfang an. Er zieht sich von zwei Seiten nach und nach zusammen, bis er 8 Fuss ober dem Absatz nur 24 Zoll im Quadrat im Lichten weit bleibt, in dieser Dimension geht er dann gleich weit bis 3 Fuss über den Dachfirst hinaus. Auf der schmalen Seite des Heerdes, welche zunächst dem Hammergerüst steht, und am weitesten vom Feuer entfernt ist, wird die Rauchfangmauer senkrecht aufgeführt, und die andern zwei Seiten sind schief an diese und die Längenscheidemauer angelehnt, bis der Rauchfang die obbemerkte Dimension von 24 Zoll im Lichten erhält. Der Rauchfang wird vom Heerd desswegen weggezogen, damit die aus ihm zurückfallenden Funken (Russ) nicht in das Feuer, sondern auf die andere Seite des Heerdes zurückfallen. Da aber durch diese schiefe Stellung der Rauchfangmauern ein bedeutender Seitendruck ausgeübt wird, so wurden vorzüglich aus dieser Ursache die obern Ankerplatten eingelegt.

§. 372.

Tab. 102. Der Ort Z, wo das Eisen geschmolzen und der Wirkung des Gebläses ausgesetzt wird, das Feuer, ist eine 24 Zoll lange und breite, 11 Zoll tiefe Höhlung in dem Fundamente des Heerdes, und lehnt sich einerseits an den Ausschnitt der Vorheerdplatte, anderseits an den Pfeiler I und die in seiner Verlängerung stehende Heerdwand. Das Feuer oder der eigentliche Heerd ist unten und an seinem Umfang mit vier Stück gusseisernen Platten ausgelegt, welche die Zacken genannt werden. Die Bodenplatte ist 3 Zoll stark, sie liegt horizontal, ist 24 Zoll lang und 24 Zoll breit, die Seitenzacken sind 1 Fuss hoch und stehen ganz senkrecht am Umfange der Bodenplatte. Derjenige auf welchem die Form aufliegt, heisst der

Tab. 102. und 104.

Formzacken, der an sie anstossende, gegenüber der Vorheerdplatte heisst der Hinterzacken, und jener welcher der Form gegenübersteht, der Gichtzacken.

Am Vorheerd ist keine Platte, weil dieser Raum stets mit Kohlenlösche (feuchten Kohlenstaub) angefüllt ist, diese nicht nur die Platte ersetzt, sondern auch das Aufbrechen des geschmolzenen Eisens wegen der durch sie gebildeten Böschung erleichtert. Diese Platten oder Zacken sind ohne alle andere Verbindung dicht neben einander gestellt, sie stützen sich gegenseitig, und werden bloss mittelst einiger eiserner Keile in der gehörigen Spannung und unverrückten Stellung erhalten. Auf die Gichtplatte stellt man fast immer ein vorräthiges Ambosslager, welches zum Theil auf der Heerdsohle aufliegend, ihren Umsturz verhindert, zugleich aber auch die hier in Vorrath liegenden Kohlen von dem Feuer absondert. Der Hinterzacken ist gewöhnlich 2 Fuss hoch, oder man stellt zwei Platten auf einander, damit die im Hintertheil des Heerdes herabfallenden Funken oder Russ vom Feuer abgehalten werden.

Im Vorheerde unter der Vorheerdplatte und an der Bodenplatte ist eine 8 Zoll hohe, $7^1/_2$ Zoll breite Oeffnung, durch welche die im Eisen befindliche Schlacke abgelassen und herausgezogen wird. Zur Sicherung des hier aus Lehm ausgeführten Ziegelmauerwerkes ist es mit dem Schlackenabzugsrohr versehen. Letzteres ist Fig. 8, Tab. 104 in der Vorderansicht und Längendurchschnitt im doppelten Mass abgebildet, hat $^3/_4$ Zoll Eisenstärke, die sich an den Seitenwänden nach unten bis auf $^1/_2$ Zoll verringert, und wird an dem gegen das Feuer gerichteten Ende schmäler und niedriger. Durch diese trichterförmige Gestalt wollte man bloss die äussere Oeffnung wegen besserer Handhabung des Schlackenspiesses beim Ablassen der Schlacke erweitern.

In der Ausmauerung ober der obern Vorheerdplatte sind zwei ovale, 6 Zoll tiefe Schalen eingemauert, welche man die Zeugbehälter nennt, weil in ihnen die kleinen Requisiten der Arbeiter, als Handschlägel, eine Art Hebel zur bequemern Umdrehung der Anlaufstange u. dgl. verwahrt werden. Ein solcher Zeugbehälter ist Fig. 9 im doppelten Maass abgebildet; er ist $^3/_4$ Zoll im Eisen stark, welche Eisenstärke jedoch an den Seitenwänden nach vorne bis auf $^1/_2$ Zoll abnimmt, und das leichte Herausfallen desselben verhindert.

Etwas höher in den Feuerwänden, gerade ober den Säulen sind ebenfalls zwei 6 Zoll lange, gegossene Anlegeisen eingemauert, die an der Aussenseite zwei 2 Zoll tiefe Einschnitte haben, Fig. 6, Tab. 104. Sie sind dazu bestimmt, um die Brech- und Anlaufstangen, dann Schlackenspiesse an die Feuerwände anlehnen zu können, deren Umsturz sie verhindern. Weil diese Requisiten, mit denen der Hammerschmied in dem Feuer arbeitet, an ihrem Ende glühend werden, so sind zur Erzielung einer baldigen Abkühlung, senkrecht unter den Stützen 10 Zoll im Quadrat grosse, 5 Zoll tiefe Schalen t′ von Gusseisen in die Hüttensohle eingegraben, die mit Wasser angefüllt sind, und in welche die Brechstangen mit ihren Enden gestellt werden.

§. 373.

Ein wichtiger Theil des Frischheerdes ist die Form, welche den Wind dem flüssigen Eisen zuführt, durch den das Roheisen in gefrischtes oder Schmiedeisen verwandelt wird. Die hier gebräuchlichen Formen sind von Kupfer, 1 Fuss 3 Zoll lang, vorn beim engen Ende, dem Formrüssel, in der lichten Oeffnung 1 Zoll im Quadrat; im Metall $^3/_8$ Zoll, hinten $^2/_8$ Zoll dick, wovon gewöhnlich ein Stück 12 Pfund wiegt. Ihre Gestalt ist aus Fig. 10, Tab. 104 zu ersehen und man hat hier, nicht wie beim Hochofen, die Oeffnung halbrund, sondern viereckig als

Tab. 102 und 104. die vortheilhafteste gefunden. Die Form ist in dem Formkasten und dieser in der vollen Seitenwand des Frischheerdes eingesetzt; diese Scheidewand ist gegen die Längenscheidemauer durch eine eigene 1¼ Zoll dicke, 3 Fuss hohe, 2 Fuss breite Gusseisenplatte abgetheilt, welche bis an die untere Ankerplatte hinaufreicht. In der zwischen dieser Platte und der Säule I gebildeten, 2 Fuss weiten Oeffnung und bis an den Formzacken herausgerückt, liegt der aus vier Stück 1¼ Zoll dicken Gusseisenplatten zusammengesetzte, im Lichten 1 Fuss 5 Zoll weite, 12 Zoll hohe, 18 Zoll lange Formkasten, ober dem der leere Raum 18 Zoll stark bis an die Ankerplatte ausgemauert ist.

In dem Formkasten ist die eigentliche Form in einem 9 Zoll dicken Lehmmauerwerk eingesetzt und so viel möglich befestigt. Das Formmaul ragt 3 Zoll über die Heerdwand in das Feuer hinaus, und die ganze Form muss etwas, etwa um 10 Grad gegen den Horizont geneigt werden, so dass das Maul niedriger stehe, welches man das Stechen der Form nennt, und wodurch der Wind mehr in das Eisen hineinwirkt. Die Form wird von Kupfer gemacht, weil dieses wegen seiner Dehnbarkeit zulässt, dem Formmaul auf einen eigens dazu verfertigtem Eisen, dem Formeisen, immer wieder die gehörige Gestalt zu geben.

§. 374.

Der Wind wird vor dem Gebläse mittelst hölzerner Röhren der sogenannten Lutten N, die sich in der Form mit einem trichterförmigen Eisen, der Düse Fig. 11, Tab. 104 enden, dem Formrüssel zugeleitet, durch welches er in das Feuer strömt. Die Mündung der Düse liegt 3 Zoll vom Rüssel nach innen der Form. Ihre Länge ist 2 Fuss 6 Zoll, bei ¼ Zoll Eisenstärcke und am andern Ende die Oeffnung im Lichten 4½ Zoll weit, bei ⅜ Zoll Eisenstärke, sie ist gegossen und wiegt 20 Pfund. Die Verbindung der Düse mit den Lutten geschieht durch einen ledernen Schlauch und zwei Stück schmiedeiserner mit Schrauben zusammengezogener Reifen. Der über die Düse zu spannende Reifen ist Fig. 22 im doppelten Maasse abgebildet und man sieht leicht, wie vermittelst der beiden Schrauben der Reif nach Erforderniss zusammengezogen werden kann. Dieser lederne Schlauch hat den Nutzen, dass man durch ihn im Stande ist, der Düse jede Richtung zu geben, ohne die festgelegten Lutten zu verrücken. Damit er aber luftdicht schliesse, werden sowohl die Lutte als die Düse an ihren Enden mit einem 3 Zoll breiten Streif von einem rauhen Lämmerbalg mit einem guten Kleister beklebt, so dass die kurzen dichten Haare nach aussen kommen; darüber wird alsdann das Leder gezogen, dass die Düse und Lutte 4 bis 6 Zoll damit bedeckt werden, und die Reife daran geschraubt.

Weil beim Aufbrechen des geschmolzenen Roheisens die Form heftige Stösse zu erleiden hat, durch welche sie ungeachtet der Einmauerung im Formkasten aus ihrer für den Frischprozess sehr wichtigen genauen Lage gerückt würde, so wird die Düse durch ein Eisen, welches sich an die untere Ankerplatte Fig. 3 stützt, an den untern Theil, d. i. das Blatt der Form fest angepresst, und dadurch das in die Höhe Heben der Form verhindert. Ferner umfassen den äussern Rand zwei Stück gabelförmige, 1½ bis 2 Fuss lange Eisen, welche an ein vor der Form liegendes Stück Holz, das zugleich der Düse als Unterlage dient, sich stemmen, und das Zurückschieben der Form unmöglich machen.

§. 375.

Bei der Frischarbeit ist es sehr nothwendig, die Menge des Windes, welche in das Feuer geblasen wird, ganz in seiner Macht zu haben, denn zu Anfange der Frischarbeit beim Herunterschmelzen des Eisens von den am Hochofen erzeugten Platten (den Gänzen) hat man weniger Wind nothwendig, man verstärkt ihn, wenn das eingeschmolzene Eisen aufgebrochen (von der Bodenplatte in die Höhe auf die Kohlen gehoben) wird, und muss den stärksten Wind beim Anlaufen haben, wo sich das gaare Eisen an die Anlaufstange anhängen muss; zuweilen wird dagegen der Wind fast ganz eingestellt.

Damit nun der Hammerschmied den Wind vollkommen in seiner Gewalt habe, ist in den Tab. 104. Lutten, ehe sich solche noch zum Frischheerd wenden, 2 Fuss 6 Zoll von der Hüttensohle das Ventil x′ angebracht, welches Fig. 7, Tab. 104 im doppelten Masstab, in der Seitenansicht, dann nach dem Längen- und Querdurchschnitt der Lutte dargestellt ist. Es besteht aus einem, den innern Raum der Lutte genau schliessenden viereckigen starken Blech, durch dessen Mitte ein eiserner ½ Zoll dicker Bolzen geht, der einerseits sich in einen flachen Handgriff, anderseits aber mit einer Schraube endigt. Diese beiden Enden des Bolzens ragen aus der Lutte heraus und mittelst einer auf die Schraube aufgesetzten Mutter kann das Ventil angezogen und in jeder Lage festgehalten werden. Man sieht leicht, dass durch das innere Blech die Lutte gleichsam wie mit einer Scheidewand abgeschlossen, bei einer Umdrehung des Ventils von 90 Grad aber ganz geöffnet werden kann. Weil aber bei der Absperrung des Windes derselbe irgend wohin seinen Ausgang nehmen muss, indem die Gebläse unausgesetzt wirken, so ist an dem Ventil in der Seitenwand der Lutte eine gebogene, 1½ Zoll weite Oeffnung, die von einer an der Handhabe des Ventils befestigten und sich mit ihm drehenden runden Scheibe bei offener Lutte ganz zugedeckt wird. Wenn aber die Lutte geschlossen wird, so rückt ein in diese eiserne Scheibe eingeschnittenes gleich gebildetes Loch auf die Oeffnung der Lutte, und der Wind entströmt in eben dem Verhältniss als die Lutte von dem Ventil geschlossen wird.

An der Querscheidemauer steht der Wasserkasten O, er ist aus Gusseisen, 4 Fuss Tab. 102. 7 Zoll lang, 1 Fuss hoch und 1 Fuss tief, bei 1 Zoll Eisenstärke. Das Wasser wird in die Wasserkästen wegen Zufrieren im Winter bloss mittelst hölzerner Rinnen zugeleitet, in welche es von zwei Schöpfkasteln, die an den Wasserrädern der Hämmer angebracht sind, geschüttet wird. Der Wasserkasten muss wegen des öfter nothwendigen Begiessens der Kohlen und des eingeschmolzenen Eisens, dann Abkühlung der glühenden Brechstangen immer in der Nähe des Frischheerdes und bequem gelegen seyn. Bei diesen Frischheerden ist kein Timpelloch unter der Bodenplatte des Heerdes angebracht (so wird nämlich eine Höhlung unter gedachter Platte genannt, die bei zu grosser Erhitzung der Bodenplatte mit Wasser angefüllt und dadurch diese abgekühlt wird).

Bei der hier üblichen Manipulazion, alles Eisen mittelst Anlaufen (Anhängen an die eiserne Anlaufstange) auszuschmieden, und wegen des etwas tiefen Feuerbaues wird die Bodenplatte nie so erhitzt, um eine Abkühlung nothwendig zu machen.

§. 376.

Die zu dem Frischheerd gehörigen Theile, sind die Kohlenbehältnisse A, welche mit einer Seite an eine Mauer angelehnt, mit drei 5 Fuss hohen Breterwänden zwei Abtheilungen begränzen, in welchen der zu jeder Schicht nothwendige Vorrath an Holzkohlen einstweilen deponirt wird, um von da unmittelbar in den Heerd zu kommen. Endlich ist noch vor dem Heerde, und etwas seitswärts vom Amboss eine 2 Fuss im Quadrat grosse, 2 Zoll dicke Platte von Gusseisen y′ (gewöhnlich ein alter Bodenzacken) in die Hüttensohle eingelegt, auf welcher das an der Anlaufstange hängende Eisen aufgestossen wird, theils um das Ende des Kolbens stumpf zu stossen, theils auch um durch diesen Stoss die anhängenden Schlackentheile abzuschütteln.

In einem nach diesen Dimensionen gebauten Ofen, werden bei der beschriebenen Einrichtung des Hammers in einer Schicht, d. i. 9 bis 12 Stunden, 3 Zentner 40 Pfund böhm. Gewicht Roheisen in zwei Abtheilungen eingeschmolzen und zu Schmiedeisen verwandelt, von welchem letztern man aber bloss 300 Pfund, oder 75 Pfund von 100 Pfund Roheisen erhält, Dabei verbraucht man 70 N. Oe. Kubikfuss weiche Holzkohlen. An Wind bedarf man (nach *Karsten*) beim Anlaufen, wo er am heftigsten wirken muss, 300 bis 400 Kubikfuss in jeder Minute und nach diesem Bedürfnisse müssen die Gebläse eingerichtet werden.

§. 377.

Die Manipulazion beim Frischen des Eisens, welche bei diesen Werken gebräuchlich ist, besteht in Folgendem. Wie bereits erwähnt, ist der Heerd 2 Fuss im Quadrat gross, die Seitenzacken stehen ganz senkrecht und die Bodenplatte horizontal. Die Tiefe des Feuers ist von der Bodenplatte bis an den obern Theil des Formrüssels 11½ Zoll, zuweilen auch mehr. Nachdem der Heerd von der vorigen Schicht gehörig gereinigt worden, wird er mit Kohlen angefüllt, vor dem Formrüssel das in kleine Stücke zerschlagene Gusseisen gelegt, diese alsdann auch mit Kohlen zugedeckt, und das Gebläse angelassen, dass beiläufig jede Minute 150 Kubikfuss Wind einströmen. Zu den ersten Stücken Roheisen werden später noch frische vor die Form gelegt, bis 1 Zentner 80 Pfund oder 200 böhm. Pfund geschmolzen sind. Hierauf wird die Schlacke beim untern Schlackenloch abgelassen, dann die Kohle oben abgenommen, und auch die Schlacke abgezogen, bei welcher Operazion der Wind fast ganz eingestellt, und das Eisen öfters mit Wasser begossen wird, um das Absocheiden der Schlacke zu befördern.

Auf das geschmolzene Eisen wird sodann ungefähr ½ Pfund ungebrannter gepulverter Kalkstein geworfen, das Eisen mit Kohle bedeckt und die Gaare gemacht, d. h. das Eisen und die Kohle werden recht unter einander gemischt (welches man das Aufbrechen nennt), nach und nach alle Theile des in halb flüssigen Zustand sich befindenden Eisens vor die Form gebracht, und diess zwar so lange, bis es 1 bis 1½ Stund nach dem Aufbrechen gaar, d. h. alles Kohlenstoffes beraubt ist, und die zum Verfrischen erforderliche Konsistenz, die Gaare erlangt hat. Der Hammerschmied macht hierauf unter der Form mit der Brechstange in den Kohlen eine Höhlung, in welche er die Anlaufstange steckt, worauf sich ihm alsobald das gaare Eisen anhängt. Er sucht bloss durch Umdrehung der Anlaufstange den sich anhängenden Kolben immer zu vergrössern, und wenn sich etwa 5 Pfund Eisen angehängt haben, so gibt er es unter den Hammer.

Während des Bearbeitens am Amboss hängt sich das gaare Eisen an eine zweite Anlaufstange an, und so geht es wechselweise fort, bis alles Eisen auf diese Art herausgenommen ist. Alsdann wird sogleich zum zweitenmal 1 Zentner 80 Pfund Roheisen eingeschmolzen, daher wird während einer Schicht in 10 bis 12 Stunden, 3 Zentner 40 Pfund verschmolzen. Während des Einschmelzens werden immer die von der vorhergehenden Schmelzung noch nicht ganz ausgeschmiedeten Kolben gewärmt, und zu Stabeisen gehörig ausgeschmiedet.

Man hat, um die Windzuleitung so kurz als möglich zu erhalten, die Gebläse hinter dem Frischheerd angelegt, wie im Grundriss Tab. 102 zu ersehen ist, allwo die unter den Gebläskästen befindliche Maschinerie ersichtlich ist. Tab. 105 enthält die Durchschnitte und Details, so wie auch noch die obere Ansicht der Kästen und den Grundriss des untersten Theils der Maschinerie. Tab. 102 und 105.

§. 378.

Das **Wasserrad**, durch welches das Gebläse betrieben wird, hängt, wie bereits bemerkt wurde, in dem schmälern Gerinne; es ist so wie das Hammerrad um 6 Zoll schmäler als das Gerinne, so dass auf jeder Seite 3 Zoll Spielraum bleibt, der Durchmesser und die übrige Konstrukzion des Rades ist ganz dieselbe. Auf den Wiedebänken ruht der Wasserrad-Wellzapfen in einem eisernen Zapfenlager auf hölzernen Unterlagen, inwendig im Gebäude aber auf einem gusseisernen Zapfengestell a′ Fig. 1, 2 und 4, Tab. 105. Dieses Zapfengestell besteht aus einer 3 Fuss 10½ Zoll langen, 1 Fuss 7 Zoll breiten und 2 Zoll dicken Bodenplatte, auf welcher drei Stück 1 Fuss 8 Zoll hohe Füsse stehen, und oben die 14 Zoll lange, 8 Zoll breite und 9 Zoll hohe Zapfenlagerhülse tragen, die eine schwalbenschweifförmige Oeffnung für das Zapfenlager hat, welches genau hineinpasst.

Der **Ständer** wird mit fünf Stück 1 Zoll dicken Schraubenbolzen an zwei Stück neben einander gelegte 11 Zoll hohe, 11 Zoll breite Balken von Tannenholz aufgeschraubt, und diese Balken ruhen wieder auf zwei sich an die Seitenwände schliessenden, mit Säulen gehörig unterstützten Trämen, wie man am deutlichsten aus Fig. 1 und 2, Tab. 105 ersehen kann. Damit aber alle diese Hölzer fest und unverrückt liegen, wurden sie alle in der ganzen Länge des unter den Rädern befindlichen tiefern Raumes genommen, wo sie an beiden Enden zwischen die Seitenwände eingezwängt, keine Verrückung gestatten.

Die **Zapfen der Wasserradwelle** sind Blattzapfen, wovon die Warze 5 Zoll lang und 4 Zoll im Durchmesser hat, er wiegt 1 Zentner 35 Pfund, und die Welle ist an ihren Endpunkten dort, wo die Zapfen eingesetzt sind, mit ½ Zoll dicken, 2 Zoll breiten Reifen vor dem Zerspalten gesichert.

§. 379.

Inwendig auf der Wasserradwelle ist das **Stirnrad P** aufgekeilt, welches nebst dem Vorgeleg Fig. 3, Tab. 106 in der vordern Ansicht und nach der angezeigten Durchschnittslinie S im Durchschnitt dargestellt ist. Der Wellkranz desselben ist sechsseitig, 8 Zoll breit und 2 Zoll 5 Linien dick. Die aus den Ecken des Wellkranzes hervorragenden sechs Arme sind verglichen 4¼ Zoll breit 1¾ Zoll dick, und haben in der Mitte längs ihrer ganzen Länge 1¼ Zoll dicke, verglichen 3 Zoll vorstehende Rippen. Der von diesen Armen unterstützte Radkranz ist 3¾ Zoll breit, im vollen Eisen 2¼ Zoll, sammt den Zähnen 3⅝ Zoll breit. Am ganzen Umfange sind 81 Stück 1½ Zoll breite und 1⅔ Zoll hohe Zähne vorhanden, die ebenfalls 1½ Zoll grosse Zwischenräume haben. Das ganze aus einem Stück gegossene Rad wiegt 11 Zentner. Tab. 106.

Ober dem Stirnrad P befindet sich auf einer gusseisernen Welle das **Vorgeleg Q** aufgekeilt; es hat ebenfalls einen sechseckigen, 8 Zoll breiten, 2⅓ Zoll dicken Wellkranz, aus den Ecken desselben entspringen die Arme, welche ebenfalls durch eine Rippe verstärkt sind. Der Radkranz ist 4⅔ Zoll breit, im vollen Eisen 1⅔ Zoll dick, und enthält an seinem Umfange 80 Stück Zähne, welche jenen des Stirnrades ganz gleich kommen. Es wiegt 8 Zentner

50 Pfund. Die eiserne Welle auf welcher dieses Rad mit hölzernen Keilen befestigt ist, hat eine Länge von 8 Fuss 10 Zoll, sie ist sechseckig, und bloss 1 Fuss 6 Zoll an jedem Ende rund. Der Durchmesser des innern Kreises des Sechseckes, gleich jenem der runden Enden ist 9 Zoll. Sie ist aus einem Stück gegossen, und wiegt $12\frac{1}{2}$ Zentner.

Tab. 105. In den runden Enden sind die ebenfalls gusseisernen Zapfen eingesetzt, wovon einer in der obern Seiten- oder Vorderansicht Fig. 11, Tab. 105 im doppelten Mass dargestellt ist. Dieser Zapfen wird in einen gabelförmigen Einschnitt der Welle eingesetzt, der höhere Theil desselben wird auf einer Seite genau die Wellrundung ergänzen, auf der andern Seite aber wird gegen den Haken ein eigens dazu verfertigtes, 1 Fuss 1 Zoll langes, $2\frac{3}{4}$ Zoll hohes Stück Schmiedeisen eingelegt, wodurch auch von dieser Seite die Wellrundung ergänzt wird, sodann werden vier Stück $2\frac{1}{4}$ Zoll breite, $\frac{3}{4}$ Zoll dicke schmiedeiserne Reife über diesen Theil der Welle getrieben, und dadurch der Zapfen mit der Welle fest verbunden.

Es ist nothwendig, den Zapfen eigens in die Welle einzusetzen, weil es kaum gelingen würde, die Welle sammt den Zapfen aus einem Stück so zu giessen, dass die Mittelpunkte der Zapfen genau mit dem Mittelpunkte der Welle übereinstimmen, und die durch beide Mittelpunkte gehende Achse genau eine einzige Gerade bilde. Diese kann man aber leicht bei der Einsetzung des Zapfens durch gehörige Verkeilung desselben, wie bereits bei der Einsetzung des Blattzapfens in die Wasserradwelle erinnert wurde, erreichen.

§. 380.

Tab. 106. Nebst dem Vorgeleg Q sind auf der eisernen Welle noch die beiden Hubdaumen des Gebläsekolbens oder die excentrischen Räder mit hölzernen Keilen befestigt. Ein excentrisches Rad mit dem darauf laufenden Frikzionsrad ist Fig. 6, Tab. 106 in der Seitenansicht, und nach den mit S bezeichneten Richtungen im Durchschnitt im doppelten Mass dargestellt. Der Wellkranz ist sechseckig, $5\frac{3}{4}$ Zoll breit, 2 Zoll dick. Aus den Ecken, dann der Mitte der Seiten des Wellkranzes entspringen acht Arme, auf welche zum Theil oder unmittelbar auf den Radkranz sich der äussere $2\frac{5}{8}$ Zoll breite, $2\frac{1}{4}$ Zoll hohe Radkranz stützet. Der grösste Unterschied der Entfernungen vom äussern Radkranz zum Mittelpunkt des Wellkranzes ist 3 Fuss, welches die Hubshöhe des Kolbens ist. Das ganze aus einem Stück gegossene Rad wiegt 7 Zentner.

Die Kurve des äussern Umfanges des excentrischen Rades wird eben so bestimmt, wie solches bei den Hochofengebläsen umständlich gezeigt wurde. Da jedoch hier bloss zwei excentrische Räder vorhanden sind, und doch unausgesetzt ein gleichförmiger Luftstrom erfolgen muss, so ist die Einrichtung so getroffen, dass jedes Rad durch 240 Grad Umdrehung die Kolbenstange hebt und durch 120 Grad solche herabsinken lässt, dass also, weil die Umdrehung gleichförmig geschieht, das Heraufgehen des Kolbens gerade doppelt so viel Zeit bedarf, als das Herabgehen desselben. Man hat demnach die Peripherie des um das excentrische Rad beschriebenen Kreises in 24 Theile zu 15 Grad, eben so auch die ganze Höhe, um welche der Kolben steigen soll, in 12 Teile getheilt, und folgende Tabelle gibt nicht nur die Konstrukzion eines jeden Rades, sondern auch die gegenseitige Stellung derselben zu einander an.

Zwölftel Theile der Peripherie, um welche sich das Rad umdreht.	steigt	fällt	steigt	fällt	Summe der Theile, um welche beide Kolben zusammen steigen.
	der Kolben				
	beim 1ten Rad		beim 2ten Rad		
Im 1ten Zwölftel	1	—	1	—	2
„ 2ten „	1	—	1	—	2
„ 3ten „	2	—	—	3	2
„ 4ten „	2	—	—	3	2
„ 5ten „	2	—	—	3	2
„ 6ten „	2	—	—	3	2
„ 7ten „	1	—	1	—	2
„ 8ten „	1	—	1	—	2
„ 9ten „	—	3	2	—	2
„ 10ten „	—	3	2	—	2
„ 11ten „	—	3	2	—	2
„ 12ten „	—	3	2	—	2
Summa	12	12	12	12	24

Die Räder müssen daher so aufgekeilt werden, dass ihre gleichartigen Umfangspunkte um 180 Grade von einander abstehen.

In Tab. 102 und 105 sind die excentrischen Räder in der nach obiger Tabelle zu Ende des vierten und zehnten Zwölftels der ganzen Umdrehung Statt findenden Stellung abgebildet, wo nämlich ein Kolben steigt, der andere aber fällt, und beide auf der halben Hubshöhe sich befinden. Tab. 102. und 105.

Die Aufkeilung der excentrischen Räder in den angegebenen Lagen unterliegt keinen Schwierigkeiten, und man beobachtet bloss, dass sie senkrecht unter den Kolbenstangen stehen, dann statt der bei andern Rädern nothwendigen Zentrirung wird hier bloss beobachtet, dass sich die Peripherien der beiden Räder genau um die Hubshöhe der Kolben, d. i. 3 Fuss erheben, und hilft so lange durch zweckmässig geschlagene stärkere oder schwächere Keile nach, bis diese Hubshöhe erreicht wird. Die eiserne Welle sammt den an ihr befindlichen Rädern ruht in gusseisernen 37 Pfund schweren Zapfenlagern, welche in hölzerne Unterlagen eingesetzt, wieder durch Unterlegung von Querhölzern auf die gehörige Höhe gestellt werden In Fig. 1 und 2, Tab. 105 kann die Anordnung dieser Holztheile am deutlichsten gesehen werden.

§. 381.

Auf der äussern Peripherie der excentrischen Räder, die etwas abgerundet ist, laufen die 2 Fuss $2\frac{1}{3}$ Zoll im Durchmesser grossen **Frikzionsräder**, deren Peripherie, damit sie nicht abgleiten, nach dem excentrischen Rade ausgehöhlt ist, mithin eine 1 Zoll tiefe Rinne hat. Das Frikzionsrad im Gewicht von 2 Zentner hat in der Mitte einen 6 Zoll im Durchmesser grossen runden Kern, aus dem sechs $1\frac{1}{8}$ Zoll dicke, $2\frac{1}{2}$ Zoll breite Arme entspringen und den 4 Zoll breiten, mit Inbegriff der Rinne 3 Zoll hohen Umfang stützen.

Die Mitte des runden Kerns, mithin das Zentrum des Rades hat ein $3\frac{3}{4}$ Zoll im Quadrat
Tab. grosses Loch, durch welches ein 1 Fuss $10\frac{3}{4}$ Zoll langer gusseiserner **Bolzen** Fig. 10, Tab.
106. 106 gesteckt wird, der bloss in der Mitte $4\frac{5}{8}$ Zoll lang viereckig, an beiden Enden aber rund ist und $2\frac{5}{6}$ Zoll im Durchmesser hat. Dieser Bolzen wird mit dem viereckigen Theile im Frikzionsrad göriehg mit Keilen befestigt und an die beiderseits vorstehenden runden Enden wird das Beschläg der Kolbenstange, dann jenes der Leitstangen angesteckt, in welchen Beschlägen sich die runden Enden des Bolzens frei drehen, und noch 4 Zoll über die Beschläge auf jeder Seite vorragen, um das Herabfallen zu verhindern.

Das **Beschläg der Kolbenstange**, mittelst welchen das Frikzionsrad an diese befestigt wird, ist Fig. 9, Tab. 106 in drei verschiedenen Ansichten und einem Längendurchschnitt dargestellt, zwei solche Theile sind zu jeder Kolbenstange nothwendig. Es ist ganz von Gusseisen, 2 Fuss $5\frac{1}{2}$ Zoll lang, und jeder Theil 56 Pfund schwer. Das unterste Ende ist mit einer an den Bolzen genau anpassenden runden Oeffnung versehen, das obere ist nach der hölzernen Kolbenstange gebildet, und schliesst sich an diese an. Der den Kolben umfassende Theil des Beschläges ist 1 Fuss lang, mit unten und an den Seiten $1\frac{1}{2}$ Zoll hoch vorstehenden 5 Linien dicken Rändern; der obere Rand steht aber nur $\frac{1}{2}$ Zoll vor, weil er sonst zu tief ins Holz eingelassen und dieses in einem nachtheiligen Orte schwächen würde. Zwei Stück $\frac{3}{4}$ Zoll dicke Schraubenbolzen Fig. 15, die durch die Beschlägtheile und die Kolbenstange hindurchgehen, vollenden die Befestigung, welche übrigens ohne den vorstehenden und die Kolbenstange umfassenden Rändern nie vollständig erreicht würde.

Die **Mittelstücke** Fig 11, Tab. 106 verbinden beide Leitarme mit einander, wie aus
Tab. Fig. 2, Tab. 105 zu ersehen ist; sie werden ebenfalls gegossen und ein Stück wiegt 30 Pfund,
105 an den Enden sind 1 Zoll im Quadrat grosse Löcher, durch welche der Schraubenbolzen Fig. 12, Tab. 106, welche die Leitstangen an das Mittelstück befestigen, gesteckt die Leitstangen dergestalt mit dem Mittelstück verbinden, dass erstere in Bezug auf die Kolbenstange nach aussen zu liegen kommen. Man bemerkt an allen diesen Beschlägtheilen dort, wo sie sich gegenseitig oder das Frikzionsrad berühren, vorstehende Ränder, wodurch wie bereits in der Hochofenbeschreibung bemerkt wurde, die Reibung vermindert wird.

Tab. Die **Leitstangen** aus Schmiedeisen, welche Tab. 102 dann Fig. 2, Tab. 105 deut-
102. lich zu sehen sind, ruhen in eigenen in den Gerüstsäulen des Gebläses befindlichen Zapfenlagern, in welchen sie sich frei drehen können. Diese Zapfenlager sind Fig. 13 und 14, Tab. 106 im doppelten Masstab abgebildet. Die Platte Fig. 13 von Gusseisen bildet ein Oval von $13\frac{3}{4}$ Zoll Länge und 8 Zoll Breite, sie ist $\frac{5}{8}$ Zoll im Eisen stark. In ihr befinden sich vier Oeffnungen für die 1 Zoll dicken Schrauben Fig. 16, mit welchen sie an die Gerüstsäulen befestigt wird. Die oberste und unterste Oeffnung ist in der horizontalen Richtung etwas verlängert, um ihr noch vor dem völligen Anschrauben der Platte die gehörige Richtung geben zu können. Das

völlige Anschrauben mittelst der mittlern Schraubenbolzen, die man öfters auch ganz weg Tab. 106. lässt, geschieht erst nach geschehener Einlegung der Leitstangen, und nachdem alles in die gehörige Lage versetzt wurde.

Die **Zapfenlagerhülsen** Fig. 14 sind ebenfalls von Gusseisen und wiegen sammt Platte 28 Pfund. In der Mitte hat es innerhalb der Verstärkung eine Höhlung, in welche das eigentliche Zapfenlager von der Seite eingeschoben wird, in dessen Mitte sich das ⅓ Zoll im Durchmesser grosse, ½ Zoll tiefe Loch für die Enden der Leitstangen befindet. An dem dünnern Ende der Hülse sind zwei Stück längliche Löcher, deren Verlängerung bei gehörigem Stand vertikal herabgeht; diese Löcher kommen genau über die in der horizontalen Richtung verlängerten Platten Fig. 13 zu liegen, und werden durch die nämlichen Schrauben Fig. 16 angezogen, welche auch die Platte befestigen. Man sieht leicht ein, dass man durch die sich kreuzenden Bewegungen, welche man mit der Platte und Hülse vornimmt, dem Zapfenlager die genaue Lage in jeder Richtung geben kann. Bei der Bestimmung der Länge und Lage der Leitstangen, damit der Kolben senkrecht und leicht gehoben werden könne, ist dasselbe zu bemerken, was bereits bei den Hochofengebläsen umständlich abgehandelt wurde.

Damit die Gerüstsäulen, an welchen die Zapfenlager der Leitarme angeschraubt sind, Tab. 105. nicht nachgeben und dadurch die Leitarme aus ihren Lagern fallen können, ist unter den Leitstangen ein Riegel b′ mit Schraubenbolzen an die Gerüstsäulen befestigt, welcher jedes Nachgeben derselben verhindert. Dieser Riegel hat dort, wo ihn die Leitarme berühren, einen Einschnitt, um ihre Bewegung nicht zu hindern. Damit aber die Zapfenlager selbst eine festere Lage haben, so sind zwischen diesen Riegel und die Hülse hölzerne Keile c′ geschlagen, an welchen die Hülse anliegt, und durch welche nicht nur das Herausfallen oder Verrücken des eigentlichen Zapfenlagers, sondern auch die zitternde Bewegung, welche bei der blossen Befestigung mit Schrauben auf der eisernen Unterlagplatte erfolgt, verhindert wird.

§. 382.

Die **Gebläskästen** S, in welchen die Luft mittelst der Kolben gepresst wird, sind aus 2¼ Zoll starken kiefernen Pfosten verfertigt. Die ungefähr 8 bis 9 Zoll breiten Theile, aus welchen sie zusammengesetzt sind, haben eine solche Stellung, dass die Holzfasern senkrecht stehen. In jeder Fuge ist wegen der luftdichten Schliessung in beiden Pfosten ein kleiner Falz, in welchen eine 2 Zoll breite und ½ Zoll dicke Feder von Eichenholz mit Gewalt eingetrieben wird, wie es Fig. 5, Tab. 105 im Durchschnitt deutlich zu sehen ist. Das Werfen der Pfosten wird in jeder Wand durch zwei Stück 3 Fuss 5½ Zoll lange, 3 Zoll hohe und 3 Zoll breite Einschubleisten d′ von Eichenholz, die in einer schwalbenschweifförmigen Falz eingeschoben werden, verhindert. Um aber beim Austrocknen der Pfosten die Fugen immer gehörig zusammenpressen zu können, sind unter- und oberhalb der Einschubleisten durch die ganze Seitenwand reichende ¾ Zoll starke Schraubenbolzen, mithin in allen vier Seitenwänden acht Stück, mittelst welcher die Fugen so fest als nöthig zusammengeschraubt werden können; aus dieser Ursache und damit der Kasten keine Sprünge bekomme, sind auch weder die Einschubleisten noch die Fugen geleimt.

Die vier Seitenwände, welche übrigens inwendig ganz glatt gehobelt, mit Bimsstein abgerieben, und beim Gebrauch gut eingeseift sind, schliessen im Lichten einen Raum von 3 Fuss 1 Zoll im Quadrat und 3 Fuss 6 Zoll Höhe ein. Unten bleiben sie offen, oben aber haben sie

Tab. 105. eine Decke, die aus 2 Zoll starken kiefernen Pfosten verfertigt ist. Die Seitenwände sind, wie aus Fig. 2, Tab. 105 zu ersehen, mittelst eines 1 Zoll breiten und $^3/_4$ Zoll hohen Falzes in diese Decke eingelassen, welche noch über die Seitenwände auf jeder Seite um 3 Zoll vorspringt. Nebst dem Falz befindet sich aufwärts in der Ecke noch eine ausgekehlte Leiste, welche an der Decke angeleimt, an die Seitenwände fest anschliesst, und das Durchdringen des Windes verhindert. Damit aber diese Leisten besser anliegen und dichter schliessen, sind oben an den Seitenwänden, so weit als die Leisten gehen, kurzhaarige Lammfelle angeleimt, welche sich mit der Wolle an das aufgesetzte Holz fest anlegen und den Wind durch die Fuge nicht durchlassen. Diese Lammfelle befinden sich an allen Theilen des Gebläses, welche zeitweise geöffnet, wieder dicht schliessen müssen.

Die Befestigung der Decke an die Seitenwände wird durch acht Stück $^3/_4$ Zoll dicke Schraubenbolzen erreicht, welche in den Ecken und Mitte der Seitenwände herabgehen, den Vorsprung der Decke fassen, und mit ihren Köpfen vor den Balken des Gerüstes liegen, auf welchen die Kästen stehen. Mittelst der ober der Decke auf einer $^1/_2$ Zoll starken Eisenschiene liegenden Schraubenmutter kann der Kasten so fest als möglich an die zwischen ihr und den Gerüstbalken eingeklemmten Seitenwände angezogen werden, wodurch zugleich der ganze Gebläskasten an dem Gerüste innig verbunden und sein fester Stand erzielt wird.

Die Konstrukzion des Gebläsgerüstes kann aus Fig. 1 und 2, Tab. 105 entnommen werden. Sechs Säulen tragen zwei Balken, auf welche fünf andere Balken aufgekämmt sind. Diese fünf Stücke Balken, welche Fig. 3 durch Punktirung angedeutet sind, liegen mit Ausnahme der äussersten so weit von einander, damit die Kästen auf ihnen aufruhen können, weil aber durch sie bloss vier Seitenwände unterstützt werden können, so sind zur Unterstützung der vier andern noch vier Stück kürzere Balken e′ Fig. 2 zwischen den ersten eingezapft. Diese Balken schliessen nun für jeden Kasten einen oben ganz ebenen quadratförmigen Raum ein, der in der Länge und Breite kleiner ist, als die lichte Weite der Kästen. Sind nun die Kästen angeschraubt, der Kolben von unten hineingesteckt, so werden die vier kurzen Balken e″ von einer Seite durch einen Zapfen, von der andern aber bloss mittelst starker Nägel neben dem Balken e′ befestigt, wodurch jedes Herausfallen des Kolbens bei einer etwaigen Abglitschung des Frikzionsrades vom excentrischen Rade verhindert wird.

§. 383.

Der Kolben ist aus einer doppelten sich überkreuzenden Lage von 2$^1/_4$ Zoll dicken Pfosten verfertigt, die so dicht als möglich an einander gefügt, mit hölzernen Nägeln verbunden und verleimt werden. Die Schraubenbolzen, welche die eisernen Stützen an das Kreutz befestigen, reichen mit ihren Köpfen bis über die zweite Pfostenlage des Kolbens, in welcher die Köpfe etwas eingelassen sind, und durch welche mittelst der unten befindlichen Schraubenmutter der Kolben jederzeit fest an das Kreutz angezogen werden kann.

In der obern Pfostenlage des Kolbens ist am ganzen Umfang ein 5 Zoll breiter, 1$^1/_2$ Zoll tiefer Einschnitt, in welchem sich die Liederung befindet, welche hier etwas anders, als bei den Hochofengebläsen konstruirt ist. Sie besteht aus 1 Fuss langen, 1$^1/_2$ Zoll hohen und breiten Leisten von Lindenholz Fig. 8, deren Enden um $^1/_2$ Zoll schief geschnitten sind. Mit diesen schiefen Enden wird eine Leiste neben der andern nach Fig. 5 längs des ganzen Umfanges gelegt, und jede Leiste mit einer 1 Zoll hohen, $^1/_{12}$ Zoll dicken Feder Fig. 7 an einem

Tab. 105.

Ende an die Kastenwand angedrückt. Da nun das andere Ende der Leiste durch den schiefen Abschnitt der nachfolgenden ebenfalls festgehalten wird, so ersieht man, dass die Leisten längs dem ganzen Umfang des Kolbens eine zusammenhängende, biegsame immer nach auswärts strebende Linie bilden, und dass eine einzelne Leiste für sich nicht aus dieser Verbindung treten kann. Um aber die Leisten auch von oben festzuhalten, ist bei jeder Leiste eine eiserne Haspe Fig. 9 eingeschlagen, welche das Ausweichen derselben nach oben zwar verhindert, aber den nöthigen Spielraum übrig lässt, um ihre freie Bewegung nicht zu hindern. Die Leisten können auf diese Art jede für sich den einzelnen Unebenheiten der Kastenwände nachgeben, ohne dass dadurch die andern Leisten an ihrem dichten Schluss verhindert werden, welches zum Theil geschieht, wenn man statt der kurzen, lange Leisten nimmt.

In dem Kolben befinden sich zwei und in der Decke des Kastens ein Ventil i′ Fig. 2, Tab. 105 aus Eichenholz, und damit sie sich nicht werfen, sind sie nach der Quere der Fasern mit einer Einschubleiste versehen. An den Kanten sind sie abgeschrägt, und haben an dem einen Ende zwei Löcher, durch welche zwei, unten mit Holzschrauben, oben mit Köpfen versehene Bolzen gesteckt, und in die untere Pfostenlage eingeschraubt werden. Die Bolzen sind schwächer als die Löcher im Ventil, und ihre Köpfe etwa 1 Zoll über dem dünnern Rande desselben erhöht.

§. 384.

Die vermög der Bewegung des Kolbens aus den Kästen ausgepresste Luft tritt durch das obere Ventil in den Sammelkasten f′, der beide Kästen mit einander verbindet. Er ist aus kiefernen 2 Zoll starken Pfosten verfertigt, 5 Fuss 8 Zoll lang, 1⅓ Fuss breit und 1 Fuss hoch. Die Seitenwände sind durch Zinken Fig. 1, Tab. 105 mit einander verbunden, und in die obere und untere 1 Zoll vorstehende Decke mittelst eines 1 Zoll breiten ¾ Zoll hohen Falzes Fig. 2 eingelassen. Der Sammelkasten steht auf zwei Stück 2 Zoll dicken Pfosten, welche in der Mitte der Kästen ½ Zoll tief eingelassen und eingeleimt sind. Obenher ist diese Pfoste mit Lammfellen überzogen, auf welche der Sammelkasten mit dem Ventil luftdicht aufgesetzt wird. Wegen leichterer Untersuchung des Ventils ist in der Decke des Sammelkastens senkrecht ober dem Ventil eine 8 Zoll lange, 6 Zoll breite Oeffnung eingeschnitten, welche mit einem Deckel verschlossen wird, der einen ½ Zoll dicken und 1 Zoll vorstehenden Rand hat. Ueber diese Decke wird eine 1⅛ Zoll breite, ½ Zoll dicke Eisenschiene gelegt, durch die Endpunkte derselben gehen zwei Stück ½ Zoll starke Schraubenbolzen, deren Köpfe unter der Decke des Kastens liegen, und durch die auf den Sammelkästen befindlichen Schraubenmutter wird nicht nur der Deckel, sondern auch der ganze Sammelkasten an den Gebläsekästen befestigt.

§. 385.

Aus dem Sammelkasten nehmen die Windlutten N ihren Ursprung. Diess sind aus 1 Zoll starken kiefernen Bretern verfertigte, 6 Zoll im Quadrat in der innern Höhlung weite, luftdichte Röhren, durch welche der Wind an jeden beliebigen Ort (hier bis zum Frischheerd) geleitet werden kann. Die Konstrukzion und Verbindung der einzelnen Lutten ist aus Fig. 10, Tab. 105 ersichtlich. Die Breter übergreifen sich an den Ecken, und sind daselbst mit 1 Zoll langen, ⅓ Zoll dicken Federn versehen, wodurch in den Fugen ein Falz entsteht, welcher das Aufspringen und Oeffnen derselben verhindert; nebstdem sind aber noch von

Tab. 105. 5 zu 5 Zoll eiserne Nägel durch beide Breter dort, wo sie sich übergreifen, geschlagen. An den Enden werden die Lutten mit einem auf jeder Seite $1\frac{1}{2}$ Zoll vorstehenden Rande von 1 Zoll dicken Kieferbretern versehen; dieser Rand besteht aus vier Stücken, wird an die Luttenbreter angeleimt, und die einzelnen Stücke sind in den Ecken mittelst einer Nuth verbunden. Durch diese vorstehenden Ränder werden die einzelnen Luttentheile untereinander befestigt; man leimt nämlich an den Rand des einen Endes ein Lammfell, setzt das andere Ende mit seinem Rande darauf, und verbindet beide mit vier Stück $\frac{1}{3}$ Zoll dicken Schraubenbolzen.

Damit sich die Mutter der Schrauben nicht in das Holz eindrücken, so werden unter diese 10 Zoll lange, $\frac{1}{12}$ Zoll dicke Eisenschienen und zwar zu jeder Verbindung 2 Stück gelegt, auf welchen die Muttern aufliegen. Innerhalb der Ränder sind die Luttenbreter, so wie der Durchschnitt Fig. 10 zeigt, etwas schief zugeschnitten, mit welchen Schrägen sie einander übergreifen; bei der Zusammensetzung beobachtet man aber, dass der Wind nicht in die Fuge hineinströme, sondern über sie hinweggleite. Dort, wo die Windlutten sich krümmen müssen, geschieht diese Krümmung nach einem Kreisbogen, und ist immer nur einfach, d. h. zwei Seiten biegen sich und zwei bleiben gerad, weil bei doppelter Krümmung die Verbindung der einzelnen Breter nicht hergestellt werden könnte. Die Breter der geraden Seiten werden etwas breiter genommen, als 8 Zoll oder die Breite der Lutte, gewöhnlich 10 bis 12 Zoll, in diese wird an ihrem Ende, so wie Fig. 2, Tab. 105 bemerkt werden kann, die ganze Krümmung eingeschnitten, und das nächste schon gerade Bret an den vorstehenden Schnabel des vorhergehenden in der Krümmung angestossen. Ueber die gekrümmte Oberfläche der zwei geraden Seiten werden nun schmale, nach der Krümmung ausgehobelte Bretstücke angenagelt und dabei beobachtet, dass die Fuge, welche auf den geraden Seiten beim Zusammenstoss der Breter entsteht, immer schon von dem geraden langen Brete, welches zu Ende der Krümmung anfängt, überdeckt werde. Auch muss der Schnabel, welchen die geraden Seiten bilden, den z. B. an der vordern Seite das untere Bret erhalten hat, an der hintern Seite das obere Bret erhalten, wodurch eine bessere Verbindung und Festigkeit erzielt wird.

Die Verbindung der Windlutten mit dem Sammelkasten geschieht ganz so, wie die der einzelnen Lutten untereinander, und der vorstehende Rand wird an die Seitenwand in der Mitte des Sammelkastens angeschraubt, die daselbst um den Wind durchzulassen, nach der Grösse der Luttenöffnung ausgeschnitten ist.

§. 386.

Bei den *Rostocker* Frischfeuern wechseln die Gebläse fünfzehn Mal in einer Minute, diess erfordert eben so viel Umdrehungen der eisernen Welle oder des Vorgeleges, oder $\frac{15 . 60}{81} = 11{,}_2$ Umdrehungen des Wasserrades in einer Minute, wo 60 die Zahl der Zähne am Vorgeleg und 81 die Zahl der Zähne am Stirnrad bedeutet. Die hiedurch dem Frischheerd in einer Minute zugeführte Luftmenge ist bei zwei Kästen, jeder im Lichten 3 Fuss 1 Zoll breit, 3 Fuss 1 Zoll lang und 3 Fuss hoch $= 15 . 2 . 3\frac{1}{12} . 3\frac{1}{12} . 3\,m = 856\,m$ Kubikfuss, wo m die durch die schädlichen Räume, dann durch die Unvollkommenheit der Liederung und Windlutten herrührenden Verluste andeutet. Setzt man $m = \frac{1}{2}$ so erhält man mehr als 400 Kubikfuss Luft in jeder Minute in den Frischheerd, welche Luftmenge immer zureichend ist.

§. 387.

Tab. 102. und 104.

Die bei diesem Werke angebrachten **Zain- und Fassreifhämmer** sind, so wie es bei leichteren Hämmern der Fall ist, **Schwanzhämmer**. Die Konstrukzion und Lage dieser Hämmer ist Tab. 102 im Grundriss und Tab. 104 in der Seitenansicht zu ersehen. Das Wasserrad, welches diese Hämmer betreibt, ist wie bereits erinnert wurde, zur Erzielung eines ebenen Bodens in dieser Abtheilung des Hammergebäudes etwas grösser, als die Wasserräder der Hämmer und Gebläse, es hält 18 Fuss im Durchmesser. Das Stirnrad, Vorgeleg, Schwungrad, die Wasserrad- und Hammerwelle sind ganz so wie beim Stabhammer gebildet, und es werden hier nur die übrigen diesen Hämmern eigenthümlichen, oder doch anders gestalteten Maschinentheile beschrieben werden.

Der innere **Zapfenlagerständer** (Fig. 15. Tab. 104 im doppelten Mass) von Gusseisen, ist 6 Zentner 70 Pfund schwer, übrigens regelmässiger als beim Stabhammer gebaut, weil dort die Nähe des Chabottenstockes der Erweiterung der Bodenplatte auf einer Seite im Wege steht; sodann weicht er auch darin ab, dass der Zapfen durchgeht, und auf der andern Seite mit einer Kurbel versehen ist. Die Bodenplatte ist 3 Fuss 10 Zoll lang, 18 Zoll breit, 2⅛ Zoll dick; längs der einen Längenseite stehen regelmässig vertheilt drei Stück 2⅞ Zoll breite, 5 Zoll dicke Füsse, welche sich oben wieder verbinden und eine Hülse mit einer 11½ Zoll breiten und 5¼ Zoll hohen Oeffnung für das Zapfenlager bilden. Dieser Zapfenlagerständer ist unten, so wie bereits beim Stabhammer beschrieben wurde, mit fünf Stück Schraubenbolzen h, wovon zwei Stück hinten zwischen den Füssen stehen, an die Anker g befestigt, welche in dem 4 Fuss tiefen Fundamente eingemauert und verriegelt sind.

Das in dem Ständer befindliche **Zapfenlager** von Gusseisen ist Fig. 15. Tab. 104 im doppelten Maass in der Vorderansicht dargestellt; es wiegt 50 Pfund und wird mit hölzernen Keilen in der absichtlich bedeutend breitern Hülse befestigt, damit, wenn der Ständer nicht ganz genau nach der Lage der Welle auf dem Fundamente befestigt wäre, dennoch mittelst des Zapfenlagers die Welle in dem richtigen Punkte unterstützt werden könne, indem dieses mittelst der hölzernen Keile bis auf 3½ Zoll verschoben werden kann.

Ganz abweichend sind die **Hubdäumlinge** gestaltet. Sie sind nämlich wegen des leichteren Hammers weit schwächer, und wegen der schneller nach einander folgenden Schläge in weit grösserer Anzahl angebracht. Sie sind von Gusseisen, 2⅜ Zoll breit, 1⅝ Zoll dick und 7 Zoll lang. Sie stecken in einem 4¾ Zoll hohen, 8 Zoll breiten Wellkranz U, der im innern Durchmesser 3 Fuss 5 Zoll hält. Fig. 14, Tab. 104 ist dieser Wellkranz sammt den einzelnen Hubdäumlingen in der Vorder- und Seitenansicht abgebildet, er ist 2 Zentner 30 Pfund schwer und hat 21 Däumlinge. Die Hubdaumen sind in Entfernungen von 7½ Zoll in den Wellkranz in eigene ganz durchgehende Löcher eingesetzt, und mit eisernen Keilen befestigt. Jeder Hubdäumling hat in seiner Breite ein kleines Loch, bis zu welchem er in den Wellkranz eingetrieben wird, welches beim nöthigen Herausziehen des Däumlinges nützlich ist.

Der Zain- und Fassreifhammer haben jeder einen solchen Wellkranz mit 21 Daumen, welche beide, wie bereits bemerkt, an einer und derselben Welle in einer lichten Entfernung von 3 Fuss 5½ Zoll aufgekeilt sind; der Wellkranz des Zainhammers ist näher am Ende der Welle und bloss 11 Zoll davon entfernt. Die Aufkeilung dieser Wellkränze ist nicht von der beim Stabhammer verschieden, nur wird hier bemerkt, dass hier die Keile so hoch sind, weil man wegen der geringen Höhe nicht wohl doppelte Wellkränze mit Armen anbringen konnte, da-

Tab. 104. her der leere Raum mit Keilen ausgefüllt werden musste, wodurch die Festigkeit, wie die Erfahrung lehrt, nichts leidet. Zur bessern Haltung des Wellkranzes an den Keilen, und Vermeidung jeder Verschiebung, sind in seinem innern Umfang vier Stück $1\frac{1}{2}$ Zoll hohe dreieckige Zähne angegossen, wie man Fig. 14, Tab. 104 in der Seitenansicht ersehen kann.

Wenn man sich durch die Mitte der Wellkränze die Welle senkrecht durchschneidende Ebenen denkt, so werden diese die Hammergerüste X in der Mitte durchschneiden, welche beim Zain- und Fassreifhammer ganz gleich gebaut in gehöriger Entfernung von der Welle stehen. Das Hammergerüst X ist Fig. 1, Tab. 104 in der Seitenansicht sammt der Fundirung, Fig. 12 aber in der Vorderansicht im doppelten Mass abgebildet; es ist mit Ausnahme des obern Bogens aus einem Stück gegossen. Die Bodenplatte des Hammergerüstes ist 3 Fuss $7\frac{1}{2}$ Zoll lang, 2 Fuss $7\frac{1}{2}$ Zoll breit und $3\frac{3}{4}$ Zoll dick.

Von der Bodenplatte erheben sich zwei Stück massive 1 Fuss 8 Zoll hohe, 12 Zoll breite und in der Mitte an der schmälsten Stelle 8 Zoll dicke Füsse oder Säulen, die nach innen in einer Rundung ausgeschnitten sind und oben durch eine $3\frac{1}{4}$ Zoll hohe Deckplatte, die mit einem Gesims geziert ist, verbunden werden. Oben auf der Deckplatte sind gegen die schmalen Enden auf jeder Seite zwei Zapfenlöcher, in welche der obere bloss zur Zierde dienende hohl gegossene Bogen mit vier Stück 2 Zoll langen, 1 Zoll breiten, 1 Zoll hohen Zapfen eingesetzt wird, und ohne weiterer Befestigung oben liegen bleibt. Für die Büchsen oder Zapfenlager der Hammerhülse ist nach innen in der Mitte der runden Oeffnung auf jeder Seite ein 4 Zoll breiter, 7 Zoll hoher Einschnitt, der durch die ganze Breite der Füsse durchgeht, und in welche das Fig. 20, Tab. 104 in doppeltem Masstab abgebildete Zapfenlager mittelst Keilen befestigt wird. Das Gewicht des Hammergerüstes sammt dem obern Bogen ist 21 Zentner.

§. 388.

Die **Fundirung für das Zain- und Fassreifhammergerüst** ist auf ähnliche Art, wie beim Stabhammer, nur wegen des geringern Widerstandes, den sie leisten, auch etwas schwächer ausgeführt worden. Beide Hammergerüste stehen auf einer, aus 10 Zoll hohen Eichenbalken hergestellten Dielung, welche wieder auf untergelegten Querschwellen aufgekämmt ist. Die Querschwellen ruhen in einem 1 Klafter 2 Fuss tiefen Bruchsteinmauerwerk, welches auf allen Seiten 6 Zoll über die Bedielung hervorragt. Im Mauerwerk sind in gehörigen Entfernungen für jedes Hammergerüst vier Stück gusseiserne, 3 Zoll im Quadrat starke, 6 Fuss lange Anker eingemauert. Diese Anker, welche in Fig. 13, Tab. 104 im doppelten Maass abgebildet sind, haben an ihrem untern Ende zwei sich überkreutzende Löcher, durch welche 3 Zoll hohe, 1 Zoll dicke Stäbe von Schmiedeisen gesteckt werden, die das ganze Mauerwerk durchkreutzen, und die feste Haltung der Anker in demselben bewirken. An ihrem obern Ende haben die Anker einen 8 Zoll tiefen, 1 Zoll breiten Einschnitt, in welchen die in eine Oeffnung umgebogenen Enden der Schraubenbolzen h gelegt und verriegelt werden. Sie gehen oben durch die für sie im Hammergerüst gelassenen Löcher und werden mittelst der oben aufgeschraubten Muttern an das Fundament befestigt.

§. 389.

Die **Büchsen oder Zapfenlager** für die Hammerhülse Fig. 20, Tab. 104 sind von Gusseisen, 1 Fuss 8 Zoll lang, 5 Zoll breit, 4 Zoll dick und ein Stück 100 Pfund schwer.

Tab. 104. Auf der einen Längenseite befinden sich nebeneinander 3 halbkugelförmige Löcher für den Zapfen der Hammerhülse und zwar bloss aus der Ursache, damit man die Büchse bei Auswetzung der einzelnen Höhlungen um so länger benützen kann. Das Befestigen der Büchse im Hammergerüst geschieht ganz so, wie beim Stabhammer mittelst zweier eiserner Keile, die auswärts des Hammergerüstes durch die für sie bestimmten Löcher durchgesteckt, das Nachgeben derselben hindern. Weil aber die Hubshöhe des Hammers bei den Schwanzhämmern von der Höhe des Umdrehungspunktes am meisten abhängt, so ist der Einschnitt für die Büchsen im Hammergerüst so hoch gemacht worden, dass man durch Unterlegung von hölzernen Keilen den Angriff der Hubdaumen am Schwanz des Hammerhelms reguliren kann. Man sieht leicht ein, dass weder der Amboss noch die Hubdaumen verrückt werden können, da es aber schwer ist, gleich bei der ersten Anlage der ganzen Maschinerie eine solche Anordnung zu geben, dass bei der Aufstellung alle Theile ganz genau in einander greifen, so geschieht diese gewöhnlich nur immer unbeträchtliche Rektifizirung durch Erhöhung und Senkung der Büchsen und durch Verschiebung des Hammerhelms in der Hülse.

Die **Hammerhülse** ist von jener des Stabhammers nicht verschieden, nur etwas schwächer, indem sie bloss $5\frac{1}{2}$ Zoll breit und $1\frac{5}{8}$ Zoll im Eisen dick ist. Der innere Durchmesser ist wie bei jener 9 Zoll. Sie wiegt 90 Pfund und Fig. 12 ist sie in den Büchsen liegend dargestellt. Man sieht leicht ein, dass die Einlegung der Hülse nicht anders, als mit den Büchsen zugleich geschehen kann, worauf erst die Verkeilung der letztern vorgenommen wird.

Der **Hammerhelm** ist von jungem gesunden Weissbuchenholz, 7 Fuss 6 Zoll lang, 7 Zoll hoch, und $5\frac{1}{2}$ Zoll breit. Am vordern Ende ist der Hammer, am hintern aber der Prellring Fig. 18, Tab. 104 aufgekeilt, auf welchen von oben die Hubdaumen drücken, und der mit dem unten befindlichen Knopf an den Prellstock anschlägt. Der Hammerhelm hat eine etwas gegen den Horizont geneigte Lage, und es beträgt die Erhöhung des Helms beim Hammer gegen den Prellring 12 Zoll. Dieses Schiefstellen des Hammerhelmes geschieht vorzüglich darum, damit der Hubdäumling den Prellring in seiner ganzen Breite berühre, und daher die Hebung des Hammers regelmässiger geschehe; denn weil die Hubdaumen sehr dicht neben einander stehen, so würden sie, wenn der Angriff in horizontaler Richtung mit dem Welldurchmesser geschähe, bei ihrer fast perpendikulären Bewegung, den Prellring nur mit den Spitzen berühren, und jeder unmerklich kürzere Hubdaumen eine bedeutende Verschiedenheit im Hub des Hammers hervorbringen. Da aber sowohl der Helm als die Daumen einander in keiner geraden Linie, sondern unter einem gewissen Winkel berühren, so muss bei der Berührung und Herabdrückung des Helms gemäss der Kreisbewegung beiderseits ein Zurückweichen Statt finden, wodurch der Däumling ungeachtet des breiteren Angriffes um so eher den Prellring verlässt, und dem folgenden Daumen Platz macht. Man würde durch eine noch schiefere Lage des Helms und Tieferstellung des Angriffs einen breitern Angriff erzielen können, aber dann würden die Daumen mehr schleifen, als herabdrücken und die Reibung vermehrt werden.

Der **Prellstock** Fig. 19, Tab. 104 ist von Schmiedeisen, er wird mittelst der an beiden Seiten befindlichen Lappen mit starken Nägeln an einem Balken der Bedielung unter dem Hammergerüst befestigt. Er hindert den Schwanz des Hammers zu tief herabzusinken, und schleudert ihn mit grösserer Gewalt und Geschwindigkeit zurück, welches nothwendig ist, dass ungeachtet die Schläge sehr geschwind auf einander folgen, der nächste Daumen den Prellring schon nach vollbrachtem Schlag treffe und von neuem heben könne. Man hat

Tab. 104. den Balken, auf welchem der Prellstock angenagelt ist, von den andern um 1 Zoll entfernt und ganz frei gemacht, wodurch seine Elastizität vermehrt und die Wirkung des Prellstockes verstärkt wird.

Der Hammer ist am vordern Endpunkt des Helmes dergestalt aufgekeilt, dass seine Bahn ganz horizontal ist. Das Verhältniss der Entfernungen vom Prellring zum Umdrehungspunkt und von da zum Mittelpunkt des Schlages ist wie 1 Fuss 11 Zoll zu 4 Fuss 7 Zoll, oder wie 5 : 12, und der Hub des Hammers 6 Zoll. Man hat dieses Verhältniss der Hebelsarme in Bezug auf die kleine Entfernung der Hubdaumen von einander und der Richtigkeit des Ganges als das zweckmässigste gefunden; denn man sieht ein, dass je kürzer der Schwanz im Verhältniss zum ganzen Helm ist, desto weniger braucht er zu einer gewissen Hubshöhe des Hammers herabgedrückt zu werden, desto dichter können die Daumen und kleiner der Wellkranz seyn, aber um so geringer ist die Wirkung des Prellstocks, und desto genauer muss der Helm gestellt seyn, welches zu immerwährenden Nachkeilungen Veranlassung gibt.

Die Hämmer, so wie die Ambosse sind bei den Zain- und Fassreifhämmern verschieden gebildet. Den Zainhammer stellt Fig. 16, Tab. 104 im doppelten Maasse in der Vorder- und Seitenansicht vor. Er ist von Gusseisen, 13 Zoll hoch, 6½ Zoll breit, 6½ Zoll dick und 100 Pfund schwer. Oben ist er mit einem kleinen Gesims geziert, und nach vorn erweitert sich seine Bahn, so dass diese 7¾ Zoll lang und 3 Zoll breit ist. Diess ist aber noch nicht die eigentliche Bahn, die den Amboss berührt, sondern in ihr ist eine 4 Zoll lange, 1½ Zoll breite, 1½ Zoll tiefe Höhlung, in welche der 3 Zoll lange Spunt von gehärtetem Stahl mit eisernen Keilen eingesetzt wird. Der Fig. 16 unter dem Hammer gezeichnete Spunt ist nur um etwas weniges kleiner als die Höhlung, steht 1½ Zoll vor, endet sich am untern Ende in eine stumpfe Spitze und bildet die eigentliche Hammerbahn.

§. 390.

Der Amboss des Zainhammers besteht aus drei Theilen, welche Fig. 17, jeder für sich und in zwei Ansichten dargestellt sind. Die Ambosshülse vom Gusseisen ist 1 Fuss 6 Zoll lang, 1 Fuss breit, 11 Zoll hoch und 4 Zentner 50 Pfund schwer. Die Ecken sind etwas abgestumpft und in der Mitte befindet sich das 3 Zoll tiefe Loch für den Amboss. Die Ambosshülse wird in einen eichenen Klotz eingesetzt, und ragt nur 1½ Zoll heraus. Der Amboss ist von Gusseisen, 11 Zoll lang, 5 Zoll breit, 5½ Zoll hoch und 70 Pfund schwer, er ragt 2½ Zoll über die Hülse hinaus, in welche er mit eisernen Keilen befestigt wird, und hat an seiner Oberfläche, so wie der Hammer eine 4 Zoll lange, 1½ Zoll breite und 1½ Zoll tiefe Höhlung für den Spunt, oder die eigentliche Ambossbahn von gehärtetem Stahl, in welche diese so wie beim Hammer mit eisernen Keilen befestigt wird. Die Hammer- und Ambossbahn sind übrigens ganz gleich gestaltet und von gleicher Grösse. Es ist von grosser Wichtigkeit, dass die Hammerbahn genau auf die horizontal gelegte Ambossbahn treffe. Man bewirkt dieses durch die Verkeilung des Ambosses in die Hülse, welche zu diesem Zweck einigen Spielraum in der Höhlung für den Amboss hat, und die genaue Rektifizirung zulässt. Viel kann jedoch die Verbesserung der Stellung nicht betragen, weil man die Höhlung in dem hölzernen Klotz für die Hülse erst nach geschehener Aufkeilung des Hammers ziemlich genau einstemmen kann.

Der eichene Klotz, in welchen die Hammerhülse eingesetzt wird und der dem ganzen Amboss zur Unterlage dient, ist 9 Fuss lang und 2 Fuss 8 Zoll im Durchmesser stark. Er wird in die Hüttensohle eingegraben und fest mit Erde umstampft, so dass er bloss 1 Fuss 4 Zoll hervorragt. Damit er durch das Verkeilen der Ambosshülse nicht springe, ist oben ein 2 Zoll breiter, ¾ Zoll dicker Reif von Schmiedeisen um ihn herumgelegt.

Als ein zum Amboss des Zainhammers zugehöriger Theil kann die schwebende Bank W betrachtet werden, auf welcher der Schmied sitzt, und indem er mit der Hand die Eisenstäbe schnell hin und her dreht, so schiebt er sich mit den Füssen vor- oder rückwärts, wodurch der Eisenstab weit genauer unter die Schläge des Hammers gelegt, und regelmässiger ausgedehnt werden kann. Die Säule, an welche die Bank mit einem Ende angehängt ist, wird in die Schwellen des Fundaments vom Hammergerüst eingezapft, oder auch nur bloss in die Hüttensohle eingegraben. In einiger Entfernung von der Säule ist die Bank an einem starken Eisendraht befestigt, der von den Dachträmen herabgeht und die drehende Bewegung der Bank zulässt. Tab. 102 und 104.

Damit die dünnen noch warmen Eisenstäbe hinter dem Amboss sich nicht gegen die Erde herabbiegen, ist vom Amboss an ein 10 Zoll breites, mit niedrigen Seitenwänden versehenes Bret Y′ gelegt, auf welchen die Enden der Stäbe aufliegen und nachdem sie so viel als bei einer Erhitzung möglich ist, ausgedehnt werden, bleiben sie da für den Gehülfen liegen, der sie wieder von neuem in den Heerd trägt oder beseitigt. Es wird bemerkt, dass das Bret Y′ in der Wirklichkeit über den Amboss des Fassreifhammers wegreicht, welches füglich geschehen kann, weil nie beide Hämmer auf einmal betrieben werden. Der Fassreifhammer ist so wie der Zainhammer dazu bestimmt, die unter dem Stabhammer erzeugten starken Eisensorten mehr auszudehnen oder schwächer zu machen, nur mit dem Unterschiede, dass das Zaineisen an seiner Oberfläche gekerbt, hingegen das Fassreifeisen ganz glatt ist, und gewöhnlich 1½ bis 2 Zoll Breite auf ¼ bis ⅓ Zoll Dicke hat.

§. 391.

Der **Fassreifhammer** ist ganz von Schmiedeisen, mit einer verstählten Bahn, seine Gestalt ist aus Fig. 21, Tab. 104 zu ersehen. Er ist 1 Fuss 3¾ Zoll hoch, am Kopf 5⅔ Zoll im Quadrat und an der Bahn 9 Zoll lang, 1¾ Zoll breit. Er wird eben so, wie der Zainhammer am Hammerhelm aufgekeilt, der dazu gehörige Amboss Z Tab. 102 ist ebenfalls von Schmiedeisen mit einer verstählten Bahn. Er steckt in einer Hülse von Gusseisen, die dieselbe wie beim Zainhammer ist, und ebenfalls in einen eichenen Stock eingesetzt wird. Die Ambossbahn ist so wie die Hammerbahn 1¾ Zoll breit, aber auf jeder Seite um ¾ Zoll länger, mithin 10½ Zoll lang. Der Untertheil des Ambosses ist viereckig wie beim Zainhammer, und wird ebenfalls mit eisernen Keilen in der Hülse befestigt.

Weil das Fassreifeisen glatt bearbeitet, und nicht schnell nach einander gewendet werden muss, so verrichtet diese Arbeit der Schmied stehend, und hat keine Bank zum Sitzen nothwendig. Ehe die Eisenstäbe unter den Zain- oder Fassreifhammer gebracht werden, müssen sie in dem Heerd T erwärmt werden. Dieses ist eine gewöhnliche Schmiedesse, in welcher das Feuer in einem 12 Zoll langen, 11 Zoll breiten Loche brennt, und in welches der Wind nur mittelst einer eisernen Düse ohne Form geleitet wird. Fig. 4, Tab. 104 ist dieser Heerd in der Vorderansicht dargestellt. Vorne ist an ihm zur bessern Verwahrung des Mauerwerkes eine

Tab. 104. eiserne 1 Zoll dicke, 12 Zoll breite Platte h′, ober ihr erhebt sich die 6 Fuss 5 Zoll breite, 3 Fuss 7 Zoll hohe Heerdöffnung, die oben ebenfalls mit einer 12 Zoll breiten aber 2 Zoll dicken gusseisernen Platte überdeckt ist, auf welcher das Ziegelmauerwerk ruht, das bis zum Anschluss an das Gewölbe, welches über die Oeffnung gespannt ist, hinaufreicht.

§. 392.

Das zu diesem Heerd erbaute Gebläse ist ein gewöhnlicher hölzerner Spitzbalg von 6 Fuss Länge und 2 Fuss mittlerer Breite. Dieser Spitzbalg besteht aus drei Theilen, die sämmtlich in einander verschiebbar und aus 1 Zoll dicken Kieferbretern hergestellt sind. Da wo die einzelnen Theile einander inwendig berühren, sind sie wegen der Luftdichte mit einer solchen Liederung, wie die Kastengebläse beim Frischfeuer versehen. Die Vorrichtungen der drei einzelnen Theile des Spitzbalges, sind folgende: Der unterste Theil vertritt die Stelle des Kolbens, in ihm befindet sich in der untern Wand ein Ventil, durch welches die nöthige Luft einströmen kann, er ist bloss an der Spitze des Balges um einen Umdrehungspunkt beweglich, und wird wechselweise immer in die Höhe gehoben und wieder herabgelassen. Der mittlere Theil ist unbeweglich und an dem Gerüst, in welchem das Gebläse steht, befestigt; an ihn hängen zugleich mittelst des an der Spitze befindlichen Umdrehungspunktes die zwei andern Gebläsetheile. Der oberste Theil ist wieder beweglich, und zwar schiebt er sich über den mittlern, er dient bloss zur Erzielung eines gleichförmigen Luftstromes. Die durch ein Ventil, welches in einer an der obern Seite des Mitteltheils angebrachten Wand befindlich ist, in den obern Theil eingeströmte Luft verursacht zugleich, dass er sich heben muss, wo sodann durch sein Gewicht der Wind mittelst der mit seinem Innern in Verbindung stehenden Düse nach und nach dem Feuer zugeführt wird, während dem er immer wieder von Zeit zu Zeit neuen Luftvorrath von unten empfängt. Diese Art Gebläse sind nur für kleine Heerde, wie es hier der Fall ist, anwendbar, weil bei grossen Windmengen der Luftverlust zu gross ist.

Die Bewegung dieses Gebläses, oder eigentlich nur des untersten Theils geschieht mittelst einer Kurbel, die am Zapfen der Hammerwelle befestigt ist. In dieser Absicht ist der erwähnte Zapfen etwas länger, ragt über das Zapfenlagergestell hinaus und endet mit einem viereckigen Kopfe, an den die $10\frac{1}{2}$ Zoll im Halbmesser haltende Kurbel angesteckt wird. Die Kurbel steht mittelst einer hölzernen, oben und unten beschlagenen Stange mit einer 9 Zoll dicken hölzernen Welle in Verbindung, welche von den Trämen des Dachwerkes an hölzernen Hängsäulen herabhängt, und die Bewegung bis zum Gebläse fortpflanzt. Es sind nämlich am vordern und hintern Ende der Welle zwei Stück 2 Fuss 6 Zoll lange Arme, die so gestellt sind, dass wenn der eine mittelst der Kurbel und hölzernen Stange herabgezogen wird, der andere Arm vermög der, der Welle beigebrachten drehenden Bewegung, hinaufgehoben und mittelst einer eisernen aus langen Gliedern bestehenden Kette, die an einer Vorragung des untersten Geblästheiles befestigt ist, diesen hinaufzieht, und das Gebläse in Bewegung setzt. Das Zurückgehen des untersten Gebläsetheiles geschieht durch sein eigenes Gewicht.

Die vortheilhafteste Zahl der Schläge beim Zain- und Fassreifhammer ist bei einer Hubshöhe von 6 Zoll, 500 in einer Minute; denn es ist sehr vortheilhaft, die Schläge möglichst schnell auf einander folgen zu lassen, damit die Stäbe bei einer Erhitzung so viel als möglich ausgedehnt werden können.

Da nun 500 Schläge in einer Minute erfolgen, das Vorgelege 46 Zähne, das Stirnrad 80 Zähne, das Daumenrad aber 21 Daumen hat, so muss das Wasserrad $\frac{46.500}{80.21} = 13{,}7$ Umdrehungen in einer Minute machen.

§. 393.

Nachdem wir die Konstrukzion eines grossen Hammerwerkes sammt den dazu gehörigen Details bereits kennen gelernt haben, kommen wir zum theoretischen Theile dieses Gegenstandes, welchen wir auf eine bloss elementare Art abhandeln wollen.

Jedes Hammerwerk besteht aus einem oder mehreren Hämmern, deren jeder an einem eigenen Stiele oder Helm befestigt und durch die Daumen einer Welle bewegt wird. Das Fallen und Steigen des Hammers geschieht nach dem Gesetze der Schwere, welchem er überlassen ist, sobald er seinen Stoss vom Hebedaumen erhalten hat, und erhält durch seinen Fall eine Kraft, das untergelegte Metall zu schlagen. Der Schlag wird eine um so grössere Wirkung hervorbringen, je schwerer der Hammer, je grösser seine Fallhöhe und je weicher das untergelegte Metall ist. Weil aber durch einen zu grossen Schlag das untergelegte Metall zu viel gestrekt, oder gar zertheilt werden kann, so folgt, dass die Schläge der Grösse und Beschaffenheit des zu bearbeitenden Metallstückes angemessen seyen, und die Absicht der vortheilhaftern Einrichtung in der grössern Geschwindigkeit gesucht werden müsse. Es sind also für grössere Arbeiten auch grössere Hämmer und Fallhöhen nöthig, als für kleinere, wesswegen auch bei jedem Hammerwerke nach Verhältniss der Arbeiten, die verfertigt werden, Hämmer von verschiedener Form und Grösse vorhanden sind. Weil hierüber die Erfahrung allein entscheiden kann, so müssen wir die Grösse und Fallhöhe des Hammers eben so, wie seine Gestalt als gegeben betrachten. Ist diess bestimmt, so kommt es darauf an, die Zahl der Schläge, die in einer gegebenen Zeit geschehen, möglichst zu vermehren.

Durch die Vermehrung der Schläge wird 1$^{\text{tens.}}$ der Effekt um so grösser, je mehr gleiche Schläge in einer bestimmten Zeit geschehen. 2$^{\text{tens.}}$ Treffen die schnell auf einander folgenden Schläge das noch heisse, folglich weichere Metall, sind daher um so ausgiebiger. 3$^{\text{tens.}}$ Wird dadurch der Aufwand an Kohlenfeuer und Arbeitszeit verhältnissmässig vermindert, und 4$^{\text{tens.}}$ wird auch der Abbrand, der nach *Riemann* auf jede Hitze vom Roth- bis zum Weissglühen 2 bis 4 Prozent beträgt, verringert, weil das Eisen nicht so oft in das Feuer gebracht werden darf.

Die Daumen, mittelst welcher der Hammer nach jedem Schlage gehoben wird, sind an einer Welle angebracht, welche bei grossen Hammerwerken gewöhnlich durch die Kraft des Wassers in Bewegung gesetzt wird. Ist es möglich, eine solche Einrichtung zu treffen, dass nur eine kleine Wassermenge hiezu benöthigt wird, so werden auch in trockenen Zeiten bei Mangel an Wasser dennoch die Hämmer in Betrieb erhalten werden. Obwohl bei uns alle grossen Hammerwerke durch Wasser in Bewegung gesetzt werden, so gibt es doch auch Zeug- und Waffenschmiede, Zain- und Nagelschmiede, welche sich bei ihren Arbeiten auch der Zugkraft der Thiere bedienen.

§. 394.

Jeder Hammer fällt, sobald er vom Hebedaumen losgelassen wird, durch sein eigenes Gewicht herab. Bezeichnen wir die Höhe, auf welche der Hammer frei gehoben wird, mit h, die Fallzeit des Hammers mit t, so muss nach §. 483, I. Band $h = g \cdot t^2$, folglich $t = \sqrt{\frac{h}{g}}$ seyn. Bei jedem Schlage finden drei Zeitmomente Statt, nämlich die Zeit des Fallens, die Zeit, in welcher der Hammer auf dem Metalle liegen bleibt und endlich die Zeit, in welcher er auf die bestimmte Höhe gehoben wird. Da die Dauer dieser drei Zeiträume in den meisten Fällen gleich gross angenommen werden kann, so folgt die Dauer von einem Schlage zum andern $z = 3\sqrt{\frac{h}{g}}$, und die Anzahl Schläge in einer Minute $\frac{60}{z} = 20\sqrt{\frac{g}{h}}$. Nehmen wir für die Hubshöhe h des Hammers verschiedene Werthe an, so erhalten wir nachstehende Tabelle:

Fallhöhe des Hammers h Zolle	Zeit, in welcher der Hammer herabfällt t Sekunden	Dauer von einem Schlage zum andern z Sekunden	Anzahl Schläge in einer Minute $20\sqrt{\frac{g}{h}}$	Fallhöhe des Hammers h Zolle	Zeit, in welcher der Hammer herabfällt t Sekunden	Dauer von einem Schlage zum andern z Sekunden	Anzahl Schläge in einer Minute $20\sqrt{\frac{g}{h}}$
1	0,073	0,219	272,8	11	0,243	0,729	82,2
2	0,104	0,312	192,9	12	0,254	0,762	78,7
3	0,127	0,381	157,5	13	0,264	0,792	75,7
4	0,147	0,441	136,4	14	0,274	0,822	72,9
5	0,164	0,492	122,0	15	0,284	0,852	70,4
6	0,180	0,540	111,4	16	0,293	0,879	68,2
7	0,194	0,582	103,1	17	0,302	0,906	66,2
8	0,207	0,621	96,4	18	0,311	0,933	64,3
9	0,220	0,660	90,9	19	0,320	0,960	62,6
10	0,232	0,696	86,3	20	0,328	0,984	61,0

Um von dieser Tabelle Gebrauch zu machen, ist zu bemerken, dass man zu der in der Tabelle angeführten Hubshöhe die Dicke des zu bearbeitenden Metalles addiren müsse, um die Hubshöhe von der Oberfläche des Ambosses zu erhalten. Wenn daher die zu erzeugenden Eisenstäbe z. B. 2 Zoll dick sind, so muss man, wenn die Bearbeitung 70 Schläge in einer Minute erfordert, die Hubshöhe von der Oberfläche des Ambosses mit 15 + 2 = 17 Zoll annehmen, und darnach die Einrichtung treffen. Uebrigens sieht man aus der Tabelle, dass bei einem Hammer, der viel Schläge in einer Minute machen soll, die Fallhöhe nicht gross seyn darf. Bei Zainhämmern, welche 150 bis 190 Schläge in der Minute machen, kann daher die Fallhöhe nur 2 bis 3 Zoll betragen.

Die vorstehende Berechnung hat zwar für die Ausübung eine hinreichende Genauigkeit, ist jedoch noch in so fern zu berichtigen, als das Gewicht des Hammerhelmes, worauf bisher nicht Rücksicht genommen wurde, auf den Fall des Hammers Einfluss hat; wir wollen daher zuerst einen Aufwurfhammer, dann einen Schwanzhammer betrachten.

§. 395.

Bei einem Aufwurfhammer wird der Helm von den Hebedaumen in m ergriffen, Fig. 14. Tab. 94. er muss also hinreichend stark seyn, um nicht zu brechen; man macht ihn daher vom zähen Holze, gewöhnlich von Weissbuchen, 6, 7 bis 8 Zoll stark, und wird entweder im runden Zustande gelassen, oder nicht viel abgezimmert. Nennen wir den Durchmesser des Helmes d, so ist der kubische Inhalt eines Kurrentfusses $= \frac{3{,}1416\, d^2}{4}$, und wenn wir das Gewicht eines Kubikfusses mit 45 Pfund annehmen, das Gewicht eines Kurrentfusses $= \frac{3{,}1416\, d^2 \,.\, 45}{4}$. Nimmt man nun

$d = 6$ Zoll $= \frac{1}{2}$ Fuss an, so ist das Gewicht eines Kurrentfusses Helm $= 8{,}8$ Pfund
$d = 7$ „ $= \frac{7}{12}$ „ „ „ „ „ $= 12{,}0$ „
$d = 8$ „ $= \frac{2}{3}$ „ „ „ „ „ $= 15{,}7$ „

Hat nun der Hammerhelm bloss eine Länge von 6 Fuss, so wird sein Gewicht bei 8 Zoll Durchmesser $6 \,.\, 15{,}7 = 94$ Pfund betragen und wird bei einem 180 Pfund schweren Hammer nahe die Hälfte seines Gewichtes ausmachen.

Es sey das Gewicht des Hammers $= P$ das Gewicht des Helmes $= p$, dessen Länge $= a$ und der Schwerpunkt n in der Mitte desselben, so ist offenbar, dass dieses Gewicht p während der Zeit t, nicht wie der Hammer von der Höhe h herabfallen kann, sondern bloss die halbe Höhe oder $\frac{1}{2}$ h beschreiben und dadurch den Fall des Hammers beschleunigen wird. Um diese Beschleunigung zu finden, setzen wir die Kraft, welche den Hammer in der Richtung der Tangente herabtreibt $= Q$, so ist $Q.a = P.a + \frac{1}{2} p.a$ oder $Q = P + \frac{1}{2} p$. Zerlegen wir diese Kraft in zwei Theile, nämlich in k, welche das Gewicht P, und in k′, welche das Gewicht p bei seinem Falle beschleunigt, so ist $Q = k + k' = P + \frac{1}{2} p$. Zur Bestimmung von k schliesst man: Das Gewicht P durch sich selbst oder durch seine eigene Schwere bewegt, würde in der Fallzeit t den Raum $g \,.\, t^2$ beschreiben; nun wird es aber durch die Kraft k bewegt, und fällt in der Zeit t von der Höhe h herab, daher $P : g \,.\, t^2 = k : h$ woraus $k = \frac{P \,.\, h}{g \,.\, t^2}$. Da jedoch die Kraft k′, welche auf die Beschleunigung von p verwendet wird, sich am Hammer äussert, und eine Kraft k″ bestimmt werden soll, welche unmittelbar in dem Schwerpunkte des Hammerhelmes wirkt, so ist für den Fall, als letzterer entweder ein Prisma oder Zylinder ist, $k'.a = k''.\frac{1}{2} a$ oder $k'' = 2 k'$. Da das Gewicht des Hammerhelms in seinem Schwerpunkte in der Fallzeit t des Hammers bloss den Raum $\frac{1}{2}$ h beschreibt, so folgt aus der Proporzion $p : g \,.\, t^2 = 2 k' : \frac{1}{2} h$ die Kraft $k' = \frac{p \,.\, h}{4 g \,.\, t^2}$. Werden für k und k′ die gefundenen Werthe substituirt, so folgt $Q = P + \frac{p}{2} = \frac{P \,.\, h}{g \,.\, t^2} + \frac{p \,.\, h}{4 g \,.\, t^2}$, woraus sich die Fallzeit $t = \sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{1}{4} p}{P + \frac{1}{2} p}\right)}$ ergibt. Die Dauer von einem Schlage zum andern ist daher $z = 3 t = 3 \sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{1}{4} p}{P + \frac{1}{2} p}\right)}$ und die Anzahl Schläge in einer Minute $\nu = 20 \sqrt{\frac{g}{h}\left(\frac{P + \frac{1}{2} p}{P + \frac{1}{4} p}\right)}$. Aus dieser Gleichung folgt die Fallhöhe des Hammers $h = \frac{400\,g\,(P + \frac{1}{2}p)}{\nu^2\,(P + \frac{1}{4}p)}$. Vergleichen wir den Ausdruck für die Dauer von einem Schlage zum andern mit dem, welchen wir im vorigen §. gefunden haben, so ergibt sich, dass selbe durch das Gewicht des Hammerhelmes vermindert wird, indem $\frac{P + \frac{1}{4}p}{P + \frac{1}{2}p}$ kleiner als 1 ist, demnach werden auch in einer Minute mehr Schläge erfolgen können. Sind nun von den vier Grössen ν, h, P und p drei derselben gegeben, so lässt sich die vierte durch Rechnung finden.

Beispiel. Es sey für das zu bearbeitende Metall das Gewicht des Hammers P = 180 Pfund, das Gewicht des 7 Fuss langen und 7 Zoll dicken Hammerhelms = 7 . 12 = 84 Pfund, so ergibt sich die Fallzeit $t = \sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{180 + 21}{180 + 42}\right)} = 0{,}95\sqrt{\frac{h}{g}}$, während wir im vorigen §. die Fallzeit ohne Berücksichtigung des Einflusses des Hammerhelmes $= \sqrt{\frac{h}{g}}$ gefunden haben. Soll nun der Hammer 70 Schläge in der Minute machen, so folgt die Fallhöhe desselben $h = \frac{400 \cdot 15{,}5\,(180 + 42)}{70 \cdot 70\,(180 + 21)} = 1{,}4$ Fuss = 16,8 Zoll, wogegen in der Tabelle §. 394 bei 70,4 Schlägen in der Minute die Fallhöhe mit 15 Zoll erscheint, es wird also der Hammer um 1,8 Zoll höher gehoben werden können.

Da sonach der Hammer mit dem Helme von der grössern Höhe 16,8 Zoll eben so schnell, als ohne Helm von der kleinern Höhe von 15 Zoll herabfällt, so folgt, dass der Helm die Bewegung oder den Gang des Hammers beschleunigt. Nebstbei vermehrt aber der Helm auch die Wirkung des Hammers auf den Amboss, indem nun nicht bloss das Gewicht P sondern auch ½ p auf den Amboss schlägt.

§. 396.

Fig. 15. Tab. 94. Um den Einfluss des Helmes auf die Fallzeit bei einem Schwanzhammer zu beurtheilen, sey mit Beibehaltung der frühern Bezeichnungen der Theil des Helmes, welcher von den Daumen der Welle herabgedrückt wird, vom Angriffe bis zum Unterstützungspunkte $= \frac{1}{2}a$, ferner die Länge des Helms vom Umdrehungspunkte bis zum Schwerpunkte des Hammers = a mithin die ganze Länge des Hammerhelms $= \frac{3}{2}a$, so wird auf der Seite des Hammers im Schwerpunkte das Gewicht p und auf der Seite der Welle ½ p herabwirken. Setzt man die Kraft, mit welcher der Hammer in seinem Schwerpunkte herabfällt = Q, so ist $Q \cdot a = P \cdot a + p \cdot \frac{1}{2}a - \frac{1}{2}p \cdot \frac{1}{4}a$ oder $Q = P + \frac{3}{8}p$. Bei einem Aufwurfhammer fanden wir $Q = P + \frac{1}{2}p$, daher ist die Beschleunigung, welche vom Gewichte des Helmes herrührt, bei einem Schwanzhammer geringer, als bei einem Aufwurfhammer. Da die Kraft Q die Beschleunigung verursacht, und die drei Körper P, p und ½ p nur gemeinschaftlich miteinander sich bewegen können, so zerlegen wir selbe in drei Theile, welche im Schwerpunkte des Hammers wirken, und zwar in k, welche die Bewegung des Hammers P, in k′, welche die Bewegung des vordern Theils des Helms p und in k″, welche die Bewegung des hintern Theils desselben ½ p bewirkt. Es ist demnach $Q = P + \frac{3}{8}p = k + k' + k''$. Da der Hammer in der Fallzeit t von der Höhe h herabfällt, so folgt aus der Proporzion $P : g \cdot t^2 = k : h$ die Kraft $k = \frac{P \cdot h}{g \cdot t^2}$. Um die Kraft k′ für die Bewegung des Hammerhelmes p zu berechnen, ist zuerst die Kraft x zu finden, welche den Hammerhelm in seinem Schwerpunkte eben so, als

die Kraft k' im Schwerpunkte des Hammers beschleunigt; demnach erhalten wir $x \,.\, \frac{1}{2} a = k' \,.\, a$ und $x = 2k'$. Weil das Gewicht p in der Fallzeit t bloss von der Höhe $\frac{1}{2}h$ herabfällt, so folgt $p : g \,.\, t^2 = 2k' : \frac{h}{2}$, woraus $k' = \frac{p \,.\, h}{4 g \,.\, t^2}$. Eben so ist zur Bestimmung der Kraft k'' eine Kraft y zu finden, welche im Schwerpunkte des hintern Theils eben so wirksam ist, als jene im Schwerpunkte des Hammers, es wird also $k'' . a = y . \frac{1}{4} a$ und $y = 4k''$. Da nun das Gewicht $\frac{1}{2}p$ in der Fallzeit t sich nur durch den Raum $\frac{1}{4}h$ bewegt, so folgt aus der Proporzion $\frac{1}{2}p : g . t^2 = 4k'' : \frac{1}{4}h$ die Kraft $k'' = \frac{p \,.\, h}{32 g \,.\, t^2}$. Werden diese Werthe substituirt, so ist $P + \frac{3}{8} p =$

$$\frac{P \,.\, h}{g \,.\, t^2} + \frac{p \,.\, h}{4 g \,.\, t^2} + \frac{p \,.\, h}{32 g \,.\, t^2} = \left(P + \frac{9p}{32}\right) \frac{h}{g \,.\, t^2},$$ woraus die Fallzeit $t = \sqrt{\frac{h}{g} \left(\frac{P + \frac{9}{32} p}{P + \frac{3}{8} p}\right)}$ folgt.

Beispiel. Nehmen wir wieder den obigen Fall an, wo $P = 180$ Pfund und $p = 84$ Pfund ist, so erhalten wir die Fallzeit $t = \sqrt{\frac{h}{g} \left(\frac{180 + \frac{9}{32} \,.\, 84}{180 + \frac{3}{8} \,.\, 84}\right)} = 0{,}93 \sqrt{\frac{h}{g}}$, wogegen wir die Fallzeit eines Aufwurfhammers $t = 0{,}95 \sqrt{\frac{h}{g}}$ gefunden haben; demnach ist die Fallzeit eines Schwanzhammers grösser als die eines Aufwurfhammers.

Setzen wir die Fallhöhe des Hammers $h = 16{,}8$ Zoll, wie wir im vorigen §. für 70 Schläge in der Minute gefunden haben, so ist die Anzahl Schläge in einer Minute bei einem Schwanzhammer $\nu = 20 \sqrt{\frac{g}{h} \left(\frac{P + \frac{3}{8} p}{P + \frac{9}{32} p}\right)} = 20 \sqrt{\frac{12 \,.\, 15{,}5}{16{,}8} \left(\frac{180 + \frac{3}{8} \,.\, 84}{180 + \frac{9}{32} \,.\, 84}\right)} = 67{,}8$. Der Aufwurfhammer macht daher in jeder Minute $2{,}2$ Schläge, oder 3 Prozent mehr als der Schwanzhammer. Bei dem Aufwurfhammer ist die Kraft, mit welcher derselbe herabwirkt $P + \frac{1}{2} p$, bei dem Schwanzhammer aber $P + \frac{3}{8} p$, es ist daher bei dem letztern die Beschleunigung um den achten Theil vom Gewichte des Helmes kleiner als beim erstern, daher ist die Wirkung der Schwanzhämmer auf das zu bearbeitende Metall kleiner, als die der Aufwurfhämmer; es stehen also die Schwanzhämmer in doppelter Hinsicht den Aufwurfhämmern nach.

Uebrigens ist noch zu bemerken, dass bei einem Schwanzhammer die Daumen den Helm herabschlagen, da aber der Helm eben so stark zurück wirkt, und die Welle zu heben sucht, so muss, um dieses zu vermeiden, die Welle sehr schwer seyn, und man muss ausserdem die Zapfen vor dem Austreten aus den Zapfenlagern gehörig versichern. Diese Gründe rechtfertigen auch die Erfahrung, gemäss welcher in Böhmen bei allen Eisenhammerwerken bloss Aufwurfhämmer, und selten Schwanzhämmer angebracht sind; doch bedient man sich der letztern in den Kupferhämmern, so wie sie ebenfalls von den Kesselschmieden und in den Gewehrfabriken angewendet werden.

§. 397.

Wir kommen nunmehr zur Bestimmung der Gleichung zwischen Kraft und Last und des Effektes, und wählen hiezu einen Aufwurfhammer, der durch die Kraft eines unterschlächtigen Wasserrades betrieben werden soll.

Es sey die Kraft des unterschlächtigen Wasserrades an der Peripherie $= \mathfrak{K}$, der Halbmesser desselben $= R$, die Kraft zwischen den Zähnen der beiden Stirnräder am Vorgelege Fig. 16. Tab. 94.

Fig. 16. Tab. 94. $= \mathfrak{K}'$ der Halbmesser des Stirnrades an der Wasserradwelle $= A$, jener des Stirnrades an der Daumenwelle $= B$, ferner die Kraft, womit der Hammer sammt dem Hammerhelme im Schwerpunkte des erstern gehoben wird $= Q$, die Fallhöhe $= h$ und die Anzahl der Hebedaumen an der Daumenwelle $= N$, dann der Druck der Daumenwelle auf die Zapfenlager $= W$, der Halbmesser des Zapfens $= e$ und endlich der Reibungskoeffizient $= m$. Wir erhalten sonach zur Bestimmung der Gleichung zwischen Kraft und Last $\mathfrak{K} . R = \mathfrak{K}' . A$ und $\mathfrak{K}' . 2\pi . B = Q . N . h + m . W . 2\pi . e$. Werden diese Gleichungen mit einander multiplizirt, so ist: $\mathfrak{K} . R . 2\pi . B = (Q . N . h + m . W . 2\pi . e) A$. In dieser Gleichung ist von den Widerständen der Bewegung nur der Widerstand der Reibung, welcher in den Achsen der Daumenwelle entsteht, als der bedeutendste angeschlagen, und die übrigen sind ihrer Unbedeutenheit wegen vernachlässigt.

Wird in obige Gleichung statt $\mathfrak{K}$ die Kraft des Wassers an die Schaufeln des unterschlächtigen Wasserrades nach §. 262, II. Band substituirt, so folgt die Gleichung zwischen Kraft und Last

$$56{,}4\, M \left(1 - \frac{c^2}{3 n^2 (c - v)^2}\right)\left(\frac{c - v}{2g}\right) R . 2\pi . B = (Q . N . h + m . W . 2\pi . e)\, A.$$

Um nun den Effekt, oder die Anzahl Schläge zu finden, welche in einer bestimmten Zeit, z. B. in einer Minute erfolgen, sey die Geschwindigkeit der Stirnräder $= v'$, so verhält sich $v : v' = R : A$, woraus $v' = \frac{v . A}{R}$, demnach die Umlaufszeit der Daumenwelle $\frac{2\pi . B}{v'} = \frac{2\pi . B . R}{v . A}$. Da nun in dieser Zeit N Schläge erfolgen, so ist die Anzahl derselben in einer Minute $= \frac{60 . N . v . A}{2\pi . B . R}$. Aus der obigen Gleichung zwischen Kraft und Last ergibt sich

$$\frac{N . A}{2\pi . B . R} = \frac{56{,}4\, M \left(1 - \frac{c^2}{3 n^2 (c - v)^2}\right)\left(\frac{c - v}{2g}\right)}{Q . h + \frac{m . W . 2\pi . e}{N}},$$

daher ist die Anzahl Schläge in einer Minute

$$= \frac{60 . 56{,}4\, M \left(1 - \frac{c^2}{3 n^2 (c - v)^2}\right)\left(\frac{c - v}{2g}\right) v}{Q . h + \frac{m . W . 2\pi . e}{N}}.$$

Diese Anzahl Schläge sollen nun ein Maximum werden; für den Fall, als $n = 5$ Schaufeln zu gleicher Zeit im Wasser stehen, ist nach der Tabelle Seite 353, II. Band die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Wasserrades $v = 0{,}476\, c$, daher die grösste Anzahl Schläge, oder der Effekt in einer Minute

$$= \frac{60 . 56{,}4 . 0{,}4746\, M . c^2}{\left(Q . h + \frac{m . W . 2\pi . e}{N}\right) 4g} \quad \text{(I)}.$$

Durch Substituzion des vortheilhaftesten Werthes für v, ergibt sich die Gleichung zwischen Kraft und Last $56{,}4 . 0{,}4985\, M \cdot \frac{c}{2g} \cdot 2\pi . B . R = \left(Q . h + \frac{m . W . 2\pi . e}{N}\right) A . N.$

Die Fallzeit eines Aufwurfhammers beträgt nach §. 395, $t = \sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{1}{4} p}{P + \frac{1}{2} p}\right)}$, folglich die Zeit in welcher ein Schlag geschieht, oder der Raum von einem Hebedaumen zum andern beschrieben wird $= 3\sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{1}{4}p}{P + \frac{1}{2}p}\right)}$, daher die Umlaufszeit der Daumenwelle $= N \,.\, 3\sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{1}{4}p}{P + \frac{1}{2}p}\right)}$. Es wurde jedoch oben bereits die Umlaufszeit der Daumenwelle $= \frac{2\pi \,.\, B \,.\, R}{v \,.\, A}$ gefunden, daher ist $\frac{2\pi \,.\, B \,.\, R}{v \,.\, A} = N \,.\, 3\sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{1}{4}p}{P + \frac{1}{2}p}\right)}$. Wird statt v der oben angegebene vortheilhafteste Werth substituirt, so ist das Verhältniss der Hebelsarme für das Vorgelege $\frac{A}{B} = \frac{2\pi \,.\, R}{0{,}_{476}\, c \,.\, N \,.\, 3}\sqrt{\frac{g}{h}\left(\frac{P + \frac{1}{2}p}{P + \frac{1}{4}p}\right)}$ (II).

Wird dieser Werth in die obige Gleichung zwischen Kraft und Last substituirt, so ergibt sich die vollständige Gleichung $56{,}_4 \,.\, 0{,}_{4746}\, M \cdot \frac{c^2}{4g} \cdot 3\sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{1}{4}p}{P + \frac{1}{2}p}\right)} = Q \,.\, h + \frac{m \,.\, W \,.\, 2\pi \,.\, e}{N}$ (III).

Da nun zu Folge der Tabelle Seite 353, II. Band der Ausdruck $56{,}_4 \,.\, 0{,}_{4746}\, M \cdot \frac{c^2}{4g}$ das Bewegungsmoment des Wasserrades in einer Sekunde ist, so folgt, dass das Bewegungsmoment des Wasserrades in der Zeit eines Schlages eben so gross ist, als das Bewegungsmoment des Hammers mehr dem Bewegungsmoment des Reibungswiderstandes.

Bezeichnen wir das Verhältniss der Hebelsarme des Hammerhelmes mit $\frac{l}{L}$, so ist der Raum, wie hoch der Däumling den Hammerhelm im Angriffspunkte hebt $= \frac{h \,.\, l}{L}$, und der Raum, den der Hebedaumen in der Zeit eines Schlages zurücklegt $= \frac{3h \,.\, l}{L}$, folglich die Peripherie der Daumenwelle im Angriffspunkte $= \frac{N \,.\, 3h \,.\, l}{L}$; setzen wir den Halbmesser der Hubdäumlinge $= C$, so ist $2\pi \,.\, C = \frac{N \,.\, 3\, h \,.\, l}{L}$ (IV).

§. 398.

Beispiel. Es sey an einem Orte, wo die Höhe des Wasserstandes über der Schützenschwelle 3 Fuss 6 Zoll beträgt, ein Hammerwerk mit einem Aufwurfhammer anzulegen und durch ein unterschlächtiges $2R = 16$ Fuss hohes Wasserrad zu betreiben; das Gewicht des Hammers $P = 220$ Pfund, das des Hammerhelmes $p = 170$ Pfund, die Hubshöhe des Hammers $= 18$ Zoll; an der Daumenwelle, welche auf die Zapfenlager einen Druck $W = 11000$ Pfund ausübt, und deren Zapfen $2e = 4{,}_5$ Zoll stark sind, befinden sich $N = 5$ Hebedaumen, deren Angriffspunkt von der Achse auf der Entfernung $C = 30$ Zoll sich befindet.

Nehmen wir an, dass die Schütze bei gewöhnlichem Wasserstande von 3 Fuss 6 Zoll auf 12 Zoll Höhe geöffnet wird, so beträgt die Höhe über der Mitte der Schützenöffnung 3 Fuss, und es ist die Geschwindigkeit des in das Gerinne einströmenden Wassers $c = 2\sqrt{15{,}_5 \,.\, 3} = 13{,}_6$ Fuss. Im vorigen §. bezeichnet Q das Gewicht, welches im Schwerpunkte des Hammers wirkt, dieses ist aber nach §. 395 $= P + \frac{1}{2}p = 220 + 85 = 305$ Pfund. Werden nun diese Werthe in die Gleichung (III) substituirt, und der Reibungskoeffizient $m = \frac{1}{8}$ angenommen, so ist $56{,}_4 \,.\, 0{,}_{4746}\, M \cdot \frac{13{,}_6^2}{62} \cdot 3\sqrt{\frac{1{,}_5}{15{,}_5}\left(\frac{220 + 42{,}_5}{220 + 85}\right)} = 305 \,.\, 1{,}_5 + \frac{11000 \,.\, 3{,}_{1416} \,.\, 4{,}_5}{8 \,.\, 5 \,.\, 12}$, woraus die zum Betriebe der Maschine erforderliche Wassermenge $M = 11{,}_3$ Kubikfuss folgt. Die Breite b der Schützenöffnung ergibt sich durch Substituzion in die §. 112, II. Band aufgestellte Gleichung $M = m \,.\, b \,.\, \tfrac{2}{3} \,.\, 2\sqrt{g}\,(H\sqrt{H} - H\sqrt{H'})$, in welcher H die Höhe des Wasserstandes über der Schwelle und H′ die Höhe des Wassers von der untern Kante der Schütze bezeichnet. Es ist also $11{,}3 = 0{,}633\, b \,.\, \tfrac{2}{3} \,.\, 2\sqrt{15{,}5}\,(3{,}5\sqrt{3{,}5} - 2{,}5\sqrt{2{,}5})$, woraus die Breite der Schützenöffnung $b = 1{,}31$ Fuss $= 1$ Fuss 4 Zoll folgt.

Das Verhältniss der Hebelsarme für das Vorgelege erhalten wir durch Substituzion in die Gleichung (II) und es ist $\frac{A}{B} = \frac{3{,}1416 \,.\, 16}{0{,}476 \,.\, 13{,}6 \,.\, 5 \,.\, 3}\sqrt{\frac{15{,}5}{1{,}5}\left(\frac{220 + 85}{220 + 42{,}5}\right)} = 1{,}8$. Nimmt man nun $A = 54$ Zoll an, so folgt $B = 30$ Zoll. Das Verhältniss der Hebelsarme beim Hammer ergibt sich aus der Gleichung (IV), denn $3{,}1416 \,.\, 60 = 5 \,.\, 3 \,.\, 18 \,.\, \frac{l}{L}$ und $\frac{l}{L} = 0{,}7$; nimmt man $L = 6$ Fuss 6 Zoll an, so muss $l = 4$ Fuss 7 Zoll betragen. Aus der Gleichung (I) folgt die Anzahl Schläge in einer Minute $= \dfrac{60 \,.\, 56{,}4 \,.\, 0{,}4746 \,.\, 11{,}3 \,.\, 13{,}6^2}{\left(305 \,.\, 1{,}5 + \dfrac{11000 \,.\, 3{,}1416 \,.\, 4{,}5}{8 \,.\, 5 \,.\, 12}\right)62} = 69{,}3$, wogegen wir in der Tabelle Seite 538 bei 18 Zoll Hubshöhe $64{,}3$ Schläge gefunden haben.

§. 399.

Bei den Schwanzhämmern kommt häufig der Fall vor, dass an einer Welle zwei oder mehrere Daumenräder angebracht sind, welche eben so viele Hämmer betreiben, es erübrigt also noch, auch für diesen Fall die Gleichung zwischen Kraft und Last, den grössten Effekt und die Einrichtung der Maschinerie anzugeben.

Sind nun an der Daumenwelle z. B. drei Daumenräder befestigt, und bezeichnen wir die Anzahl der Hebedaumen mit N, N′ und N″, die Gewichte der Hämmer mit P, P′ und P″, ihre Hubshöhen mit h, h′ und h″, die Gewichte der Hammerhelme mit p, p′ und p′, und jene Gewichte, womit die Hämmer sammt den Helmen im Schwerpunkte der erstern wirken, mit Q, Q′ und Q″, so ist für den ersten Hammer nach §. 396 die Zeit von einem Schlage zum andern $z = 3\sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{9}{32}p}{P + \frac{3}{8}p}\right)}$. Auf gleiche Weise ist für den zweiten Hammer $z' = 3\sqrt{\frac{h'}{g}\left(\frac{P' + \frac{9}{32}p'}{P' + \frac{3}{8}p'}\right)}$, und eben so auch für den dritten Hammer $z'' = 3\sqrt{\frac{h''}{g}\left(\frac{P'' + \frac{9}{32}p''}{P'' + \frac{3}{8}p''}\right)}$. Multiplizirt man die Zeit eines Schlages mit der Anzahl Hebedaumen, so erhält man die Umdrehungszeit des Daumenrades für den ersten Hammer $= N \,.\, 3\sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{9}{32}p}{P + \frac{3}{8}p}\right)}$, eben so für den zweiten Hammer $= N' \,.\, 3\sqrt{\frac{h'}{g}\left(\frac{P' + \frac{9}{32}p'}{P' + \frac{3}{8}p'}\right)}$ und endlich für den dritten Hammer $= N'' \,.\, 3\sqrt{\frac{h''}{g}\left(\frac{P'' + \frac{9}{32}p''}{P' + \frac{3}{8}p''}\right)}$. Da jedoch alle diese drei Daumenräder an einer und derselben Welle angebracht sind, folglich die Peripherie aller Daumenräder in gleicher Zeit beschrieben wird, so muss auch

$$N \,.\, 3\sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + \frac{9}{32}p}{P + \frac{3}{8}p}\right)} = N' . 3\sqrt{\frac{h'}{g}\left(\frac{P' + \frac{9}{32}p'}{P' + \frac{3}{8}p'}\right)} = N'' . 3\sqrt{\frac{h''}{g}\left(\frac{P'' + \frac{9}{32}p''}{P'' + \frac{3}{8}p''}\right)}.$$

Für den Fall, als die Gewichte der Hammerhelme p, p′, p″ mit den Gewichten der Hämmer P, P′, P″ in gleichem Verhältnisse stehen, oder $P = r \,.\, p$, $P' = r \,.\, p'$ und $P'' = r \,.\, p''$ ist, folgt

$N\sqrt{h} = N'\sqrt{h'} = N''\sqrt{h''}$. Bringt man diese Gleichung in eine Proporzion, so erhalten wir Fig.
$h : h' = (N')^2 : N^2$, ferner $h : h'' = (N'')^2 : N^2$ und endlich $h' : h'' = (N'')^2 : (N')^2$ d. h. die 17. Tab.
Hubshöhen der Hämmer, welche an einer und derselben Welle liegen, 94.
verhalten sich umgekehrt wie die Quadrate der Daumenanzahl. Da jedoch die Anzahl der Daumen, die an einem Daumenrade angebracht sind, immer eine ganze Zahl seyn muss, so wird dieselbe jederzeit angenommen und die betreffende Hubshöhe berechnet.

Da das Moment der Kraft bei einer Umdrehung der Daumenwelle der Summe der Momente $Q.N.h + Q'.N'.h' + Q''.N''.h''$ das Gleichgewicht zu halten, und nebstdem noch das Reibungsmoment zu überwältigen hat, so erhalten wir mit Beibehaltung der in §. 397 angeführten Bezeichnungen die Gleichung zwischen Kraft und Last

$$56{,}4\,M\left(1 - \frac{c^2}{3\,n^2(c-v)^2}\right)\left(\frac{c-v}{2g}\right)R.2\pi.B = (Q.N.h + Q'.N'.h' + Q''.N''.h'' + m.W.2\pi.e)A.$$

Die Zeit, in welcher sich die Daumenwelle einmal umdreht ist, wie in §. 397 gefunden wurde $= \frac{2\pi.B.R}{v.A}$, daher beträgt die Anzahl Umläufe in einer Minute $\frac{60.v.A}{2\pi.B.R}$. Wird das Verhältniss der Hebelsarme aus der obigen Gleichung substituirt, so finden wir die Anzahl

$$\text{Umläufe der Daumenwelle in einer Minute} = \frac{60.56{,}4\,M\left(1 - \frac{c^2}{3\,n^2(c-v)^2}\right)\left(\frac{c-v}{2g}\right)v}{Q.N.h + Q'.N'.h' + Q''.N''.h'' + m\ W.2\pi e}.$$

Nehmen wir wieder, wie §. 397 an, dass $n = 5$ Schaufeln zu gleicher Zeit im Wasser sich befinden, so wird die Anzahl Umläufe der Daumenwelle in einer Minute ein Maximum, wenn $v = 0{,}476\,c$, folglich ist die grösste Anzahl Umläufe in einer Minute $=$

$$\frac{60.56{,}4.0{,}4746\,M.c^2}{(Q.N.h + Q'.N'.h' + Q''.N''.h'' + m.W.2\pi.e)4g} \text{ (I).}$$

Auf gleiche Art erhalten wir durch Substituzion des Werthes für v die Umlaufszeit der Daumenwelle

$$\frac{2\pi.B.R}{0{,}476\,c.A} = N.3\sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + {}^9\!/_{32}\,p}{P + {}^3\!/_8\,p}\right)} = N'.3\sqrt{\frac{h'}{g}\left(\frac{P' + {}^9\!/_{32}\,p'}{P' + {}^3\!/_8\,p'}\right)} = N''.3\sqrt{\frac{h''}{g}\left(\frac{P'' + {}^9\!/_{32}\,p''}{P'' + {}^3\!/_8\,p''}\right)} \text{ (II).}$$

Wird aus dieser Gleichung das Verhältniss der Hebelsarme gesucht, und selbes sammt dem vortheilhaftesten Werthe für v in die Gleichung zwischen Kraft und Last substituirt, so folgt

$$56{,}4.0{,}4746\,M.\frac{c^2}{4g}.N.3\sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + {}^9\!/_{32}\,p}{P + {}^3\!/_8\,p}\right)} = Q.N.h + Q'.N'.h' + Q''.N''.h'' + m.W.2\pi.e \text{ (III).}$$

Es ist also auch für den Fall, wo mehrere Schwanzhämmer an einer Welle angelegt sind, das Bewegungsmoment des Wasserrades in der Umdrehungszeit der Daumenwelle eben so gross, als die Summe der Bewegungsmomente der Hämmer mehr dem Bewegungsmomente des Reibungswiderstandes.

§. 400.

Beispiel. Ein Hammerwerk mit drei Schwanzhämmern, welche im Schwerpunkte des Hammers ein Gewicht $Q = 180$ Pfund, $Q' = 120$ Pfund und $Q'' = 60$ Pfund haben, ist an einem Flusse, wo die Geschwindigkeit des Wassers $c = 12$ Fuss ist, anzulegen und durch ein unterschlächtiges Rad, dessen Durchmesser $2R = 16$ Fuss ist, zu betreiben. Die Hubshöhe des ersten Hammers sey $h = 15$ Zoll, die Anzahl Hubdäumlinge $N = 6$; die Zapfen der Daumenwelle seyen $2e = 4{,}5$ Zoll stark, und üben einen Druck auf die Zapfenlager von 12000 Pfund aus. Es fragt sich nun, um die zum Betriebe des Werkes nöthige Wassermenge, um die grösste Anzahl Schläge, die jeder Hammer in einer Minute macht, und um die übrige Einrichtung der Maschine.

Nehmen wir die Gewichte der Hammerhelme mit $p = 96$ Pfund, $p' = 64$ Pfund und $p'' = 48$ Pfund an, so ergibt sich, da §. 396. $Q = P + {}^3/_8\,p$ gefunden wurde, das Gewicht des ersten Hammers $P = Q - {}^3/_8\,p = 180 - {}^3/_8 . 96 = 144$ Pfund. Eben so ist das Gewicht des zweiten Hammers $P' = 120 - {}^3/_8 . 64 = 96$ Pfund, und das Gewicht des dritten Hammers $P'' = 60 - {}^3/_8 . 48 = 42$ Pfund. Werden nun statt N, h, P und p die angegebenen Werthe substituirt, so erhalten wir die Umlaufszeit der Daumenwelle

$$= 6 . 3 \sqrt{\frac{5}{4 . 15{,}5}\left(\frac{144 + 27}{144 + 36}\right)} = 4{,}982$$ Sekunden. Das Verhältniss der Hebelsarme am Vorgelege ergibt sich aus der Gleichung (II) $\frac{2\pi . B . R}{0{,}476\, c . A} = N . 3 \sqrt{\frac{h}{g}\left(\frac{P + {}^9/_{32}\,p}{P + {}^3/_8\,p}\right)}$, nämlich $\frac{3{,}1416 . 2B . 8}{0{,}476 . 12 . A} = 4{,}982$, woraus $\frac{A}{B} = 1{,}77$ folgt. Nehmen wir nun $B = 25$ Zoll an, so folgt $A = 44{}^1/_4$ Zoll. Die Hubshöhe h' des zweiten Hammers finden wir aus der Gleichung

$$4{,}982 = N' . 3 \sqrt{\frac{h'}{g}\left(\frac{P' + {}^9/_{32}\,p'}{P' + {}^3/_8\,p'}\right)} = N' . 3 \sqrt{\frac{h'}{12 . 15{,}5}\left(\frac{96 + 18}{96 + 24}\right)},$$ woraus $(N')^2 . h' = 540{,}0$ folgt. Setzen wir $N' = 8$ Hebedaumen, so folgt die Hubshöhe des zweiten Hammers $h' = 8{,}4$ Zoll. Endlich erhalten wir auf gleiche Art die Hubshöhe h'' des dritten Hammers aus der Gleichung

$$4{,}982 = N'' . 3 \sqrt{\frac{h''}{g}\left(\frac{P'' + {}^9/_{32}\,p''}{P'' + {}^3/_8\,p''}\right)} = N'' . 3 \sqrt{\frac{h''}{12 . 15{,}5}\left(\frac{42 + 13{,}5}{42 + 18}\right)},$$ woraus $(N'')^2 . h'' = 554{,}5$ folgt. Nehmen wir nun wieder die Anzahl der Hebedaumen beim dritten Hammer $N'' = 10$ an, so ist die Hubshöhe desselben $h'' = 5{,}5$ Zoll. Durch Substituzion der gegebenen und gefundenen Grössen in die Gleichung (III) erhalten wir, wenn wir den Reibungskoeffizienten mit $m = {}^1/_8$ annehmen, die zum Betriebe der Maschine nothwendige Wassermenge M, es ist also

$$56{,}4 . 0{,}4746 M \cdot \frac{12^2}{62} \cdot 4{,}982 = 180 \cdot 6 \cdot \frac{15}{12} + 120 \cdot 8 \cdot \frac{8{,}4}{12} + 60 \cdot 10 \cdot \frac{5{,}5}{12} + \frac{12000 . 3{,}1416 . 4{,}5}{8 . 12},$$ woraus $M = 13$ Kubikfuss. Die Anzahl Umdrehungen der Daumenwelle in einer Minute ergibt sich durch Substituzion der angeführten Werthe in die Gleichung (I) und wir erhalten selbe

$$= \frac{60 . 56{,}4 . 0{,}4746 . 13{,}1 . 12^2}{\left(180 \cdot 6 \cdot \frac{15}{12} + 120 \cdot 8 \cdot \frac{8{,}4}{12} + 60 \cdot 10 \cdot \frac{5{,}5}{12} + \frac{12000 . 3{,}1416 . 4{,}6}{8 . 12}\right) 62} = 12.$$ Es wird also der erste Hammer in einer Minute $12 . 6 = 72$, der zweite Hammer $12 . 8 = 96$ und der dritte Hammer $12 . 10 = 120$ Schläge machen können.

XIV. Kapitel.

Walzwerke.

§. 401.

Die **Streck-** oder **Stabeisenwalzwerke** gehören zu jenen Maschinenwerken, welche immer mehr in Anwendung kommen. Obgleich seit mehr als 30 Jahren in England und später auch in Frankreich eingeführt, fanden selbe doch erst in den letztern Jahren in Deutschland, vorzüglich in den Rheingegenden Aufnahme, und werden gegenwärtig immer mehr angelegt, nachdem die Anwendung der *Puddlings*-Methode die frühere Frischmanipulazion immer mehr und mehr verdrängt.

In den österreichischen Staaten ist die *Puddlings*-Methode gegenwärtig (July 1834) erst auf den Eisenwerken des Erzbisthumes von *Ollmütz* in Mähren, dann auf den Werken zu *Wolfsperg* in Kärnthen, welche letztern dermalen einer Akziengesellschaft gehören, eingeführt worden. Dagegen haben **Blechwalzwerke** seit 15 bis 20 Jahren so überhandgenommen, dass sie die frühere Blecherzeugung auf Hammerwerken bereits ganz verdrängten; Stabeisenwalzwerke bestehen aber ausser jenen, die mit den genannten *Puddlings*-Werken in Verbindung stehen, noch sehr wenige.

Das vorzüglichste Werk dieser Art, welches gegenwärtig in einem sehr lebhaften Betriebe steht, wurde im Sommer 1830 auf Befehl der k. k. Hofkammer zu *Lanau* nächst *Mürzsteg*, auf der Herrschaft *Neuberg* in Ober-Steyermark durch den dortigen Herrn Oberverweser *Joseph Hampe*, welchem die Leitung dieses grossen Aerarial-Werkes seit 1825 anvertraut ist, errichtet. Es wird daselbst nicht bloss **Stabeisen**, sondern auch **Blech** gewalzt, und die Leistungen des Werkes zeigen hinreichend, dass man auf diesem Wege ein sehr gutes und auch etwas wohlfeileres Eisen erhält, als es bei der frühern Frischmethode in Hämmern der Fall war.

Die Tafeln Nr. 107 bis 109 enthalten die Details des *Lanauer*-**Stabeisenwalzwerkes**. Vor der Beschreibung desselben wollen wir aber unsern Lesern, wie wir es bei den Werken zu *Neu-Joachimsthal* und *Rostock* in Böhmen gethan haben, eine kurze Skizze der Verhältnisse und des Betriebes jenes Eisenwerkes mittheilen. Tab. 107. bis 109.

§. 402.

Geschichtlichen Daten zu Folge wurde das Zisterzienser-Stift, welchem die Herrschaft *Neuberg* früher gehörte, im Jahre 1331 von Herzog *Otto* **dem Fröhlichen** gegründet, und diesem Stifte zugleich ein jährlicher Bezug von 10 Mass (200 Zentner Rauhgewichte)

Roheisen aus seiner *Vordernberger*-Eisengrube in *Leoben* angewiesen. Bis zum Jahre 1686 wurde kein grösseres Gewicht Roheisen in dem sogenannten Klosterhammer aufgearbeitet, und erst in diesem Jahre, mit Zustimmung der *Mürzzuschlager* Bürgerschaft und Hammerherrn, und nach erlangter Hofkammer-Ratifikazion dd° 30. April 1686 das Stift *Neuberg* zur Verarbeitung von 30 Mass Roheisen, so wie später im Jahre 1692 gegen unentgeldliche Ueberlassung einiger Waldungen an die *Mürzzuschlager* Gewerken, zur jährlichen Verarbeitung von 64 Mass oder 1280 Zentner Rauhgewicht ermächtiget. Zum Behufe dieser grösseren Roheisen-Verarbeitung wurden zuerst die *Debriner* Erzlager aufgeschlossen, und die hieraus gewonnenen Erze auf dem ältesten *Neuberger* Schmelzofen, an dessen Stelle gegenwärtig der *Kaiser-Franz* Hochofen erbaut ist, eingeschmolzen. In dieser Unbedeutenheit blieb der Bergbau bis zum Jahre 1769, wo der damalige Abt *Erko von Erkenstein* die jetzt noch im Baue stehenden Erzlager in *Rettenbach*, *Altenberg*, *Bohnkogl*, *Steinkogl* und *Steinbauer* eröffnen und mehrere Hammerwerke anlegen liess. Im Jahre 1786 wurde das Stift aufgehoben, und die Herrschaft sammt den Eisenwerken dem Religionsfonde übertragen. Vom Jahre 1799 an wurde sowohl die Herrschaft, als die Werke auf Rechnung des montanistischen Aerariums verwaltet, welches letztere dann im Jahre 1812 die Herrschaft und Eisenwerke von dem Religionsfonde käuflich übernahm.

§. 403.

Die *Neuberger* Eisenwerke liegen sämmtlich an dem *Mürz*-Flusse oder in dessen Nähe, am Fusse mehrerer bedeutend hoher Alpen, deren Gebirgsgestein durchaus Uebergangskalkstein ist. In den Abhängen dieser Hochgebirge kommt der Grauwakenschiefer vor, in welchem zu beiden Seiten des *Mürz*-Flusses und meistens in dessen Seitenthälern in verschiedener Höhe und Entfernung von einander der Spatheisenstein eingelagert ist. Die *Altenberger* Eisensteingrube, 2¼ Stunden von *Neuberg* entfernt, enthält unter allen Gruben die meisten und mächtigsten Lager. Beiläufig 90 Bergarbeiter, worunter die Vorsteher, Grubenzimmerleute und Jungen begriffen sind, erzeugen gegenwärtig in vier Berggruben 60000 bis 70000 Zentner Eisenerze. Zur besondern Nachsicht über sämmtliche Gruben ist ein Huthmann mit 12 fl. C. M. monatlichen Gehalte angestellt. Die Erzhäuer werden im Gedinge, die Vorsteher, Zimmerleute und Jungen oder das Förderungs-Personale in Schichten und zwar die erstern mit 20 bis 24 kr., die letztern mit 10 bis 15 kr. C. M. pr Schicht von 12 Stunden Dauer bezahlt, und ihnen nebstbei das zur Arbeit nöthige Werkzeug, dann Pulver und Licht gegeben. Jene Vorsteher und Arbeiter, welche vor dem Jahre 1816 angestellt wurden, erhalten überdiess eine sogenante Naturalien-Limito Fassung zu einem billigen Preise *). Diese

---

*) Da es manche unserer Leser, die mit dem Hüttenwesen in Verbindung stehen, sehr interessiren wird, das Nähere über diesen Verwaltungszweig zu erfahren, so bemerken wir, dass die in einem limitirten Quantum bezogenen Naturalien den Arbeitern und übrigem Personale zu dem festen Preise von 2 fl. C. M. für den Metzen Waitzen, 1 fl. 30 kr. für den Metzen Korn, 14 kr. für das Pfund Schmalz und 12 kr. für das Pfund Speck überlassen wurde. Die Limitofassung beträgt für die Arbeiter, nämlich Bergleute, Zimmerleute, Hochofenknechte und Maurer monatlich ½ Metzen Waitzen, ½ Metzen Korn, 3 Pfund Schmalz und 1 Pfund Speck, welches daher mit 2 fl. 39 kr. von der monatlichen Löhnung in Abzug gebracht wird. Für die Meister ist diese Fassung monatlich auf 1 Metzen Waitzen, 1 Metzen Korn, 4 Pfund Schmalz und 4 Pfund Speck bemessen, wofür also 5 fl. 14 kr. von der Löhnung abgezogen werden. Die Zimmer- und Maurerpoliere beziehen ¾ Metzen Waitzen, ¾ Metzen Korn,

Begünstigung hat aber bei dem seit 1816 angestellten Personale aufgehört, indem selbe die Naturalien im Gestehungspreise beziehen *).

In dem Militär-Jahre 1821 (vom 1. November 1820 bis letzten Oktober 1821) sind in allem 71734 Zentner Eisensteine mit einem Unkosten-Betrage von 14191 fl. $24\frac{1}{4}$ kr. gewonnen worden, wornach der Zentner auf $11\frac{7}{8}$ kr. kommen würde. Nachdem aber bei der Fachtung der erzeugten Eisensteine, um sich gegen Abgänge zu sichern, immer ein Uebergewicht angenommen wird, so fällt dadurch der Unkostenbetrag eines Zentners auf $11\frac{1}{2}$ kr. herab. In dem Militär-Jahre 1822 sind in allem 82696 Zentner Eisensteine mit einem Unkostenbetrage von 15935 fl. $33\frac{3}{4}$ kr. gewonnen worden, wodurch der Zentner sich auf $11\frac{1}{2}$ kr. stellt, rücksichtlich des bemerkten Fachtungszuganges aber nur mit 11 kr. angenommen werden darf. Gegenwärtig kommt die Gewinnung eines Zentners roher Eisensteine im Durchschnitte auf 9 kr. Conv. Münze, und mit Zurechnung aller andern Bergbaukosten auf $13\frac{1}{2}$ kr. Die Röstungskosten betragen für den Zentner gerösteter Eisensteine $3\frac{1}{4}$ kr., der Röstungs-*Callo* ist 20 Prozent, es kostet also ein Zentner gerösteter Eisensteine beiläufig 20 kr. Der Abwitterungs-*Callo* ist 3 Prozent; und der Fuhr-*Callo* 2 Prozent, es kommt sonach ein Zentner gerösteter und abgewitterter Erze auf 21 kr. oder mit dem Fuhrlohn bis zur Hütte gestellt beiläufig auf 25 bis 26 kr. C. M. zu stehen.

§. 404.

Sämmtliche gewonnene Eisensteine werden, wie bereits bemerkt wurde, in eigenen Roststätten geröstet. Diese befinden sich meistens bei den Gruben, weniger bei den Hütten, und bestehen aus einem, auf allen vier Seiten mit Mauern umschlossenen, oben ganz offenen Raume. An der vordern Seite ist durch die Mauer ein Thor zum Herausführen der gerösteten Eisensteine, und in dem übrigen Mauerwerke sind die nöthigen Oeffnungen zur Erhaltung und Leitung der Feuerung vorhanden. Eine Roststätte ist vier Klafter lang, eben so breit, und wird lagenweise mit Erz und Kohlen oder Holz, zwei Klafter hoch angefüllt, so dass beiläufig 6700 Zentner Eisensteine auf einmahl eingelegt werden. Hierauf werden die Kohlen oder das Holz angezunden, und das vordere Thor durch trokene Mauerung geschlossen. Nach vollbrachtem Brande werden die zu gross gefundenen Stücke von dem Röster verkleinert, und das taube Gestein ausgeschieden, die zu wenig gerösteten Eisensteine aber für den nächsten Brand aufbewahrt.

Für die Röstung von 4400 Zentner Erze werden 17 gut geschlichtete Kubikklafter sogenanntes Senklingholz, welches bei der Schwemme zu Boden sinkt, sonach zur Röstung von 100 Zentner Erz $\frac{4}{10}$ Kubikklafter solchen Holzes erfordert. Wird die Röstung der Erze mit Kohlen vorgenommen, so wird für 10 Zentner rohe Eisensteine 1 *Vordernberger* Fass Kohlen, welches 4 N. O. Metzen oder 7,7834 Kubikfuss misst, erfordert; ein solches Fass Fichtenkohl wiegt nach Verhältniss seiner Güte 57 bis 60 Pfund. Für jeden Zentner gerösteter Eisensteine erhält der Röster bei der Röstung mit Kohlen oder Holz $1\frac{1}{8}$ kr.

---

3 Pfund Schmalz und 1 Pfund Speck, monatlich zu dem Preise von 3 fl. $31\frac{1}{2}$ kr. C. M. Aehnliche Bemessungen sind für das übrige Personale.

*) Dieser Gestehungspreis war im April 1834 für den Metzen Waitzen 3 fl. 12 kr., für den Metzen Korn 2 fl. 8 kr., für das Pfund Schmalz 18 kr. und für das Pfund Speck 12 kr. C. M. Zu diesen Preisen, welche monatlich regulirt werden, kann gegenwärtig jeder Beamte und Arbeiter seinen Bedarf an diesen Naturalien beheben.

Die gerösteten Eisensteine breitet der Röster vor den Rostöfen in weiten, oben ebenen Haufen aus, und leitet wechselweise auf verschiedene Stellen Wasser zu. In diesen Haufen werden die Erze durch einen dreijährigen Zeitraum der Auswitterung überlassen. Bei der Abfuhr werden, wie schon bemerkt 3 Prozent als Abwitterungs- und 2 Prozent als Fuhr-*Callo* beausgabt. Die Vorräthe an gerösteten Eisensteinen bei den Gruben, und bei den Hütten betragen gewöhnlich über 200000 Zentner.

§. 405.

Die *Neuberger* Eisensteine werden in zwei Hochöfen verschmolzen, wovon der erste 25, der zweite aber 36 Fuss Höhe vom Bodensteine bis zur Gichtmündung misst. Seit einigen Jahren ist blos der zweite Hochofen, *Kaiser-Franzens* Hochofen genannt, im Gange; derselbe wurde im Jahre 1807 am innern *Krampen* Bache, nahe an dessen Ausfluss in die *Mürz* an die Stelle eines früher dort gestandenen niedrigen Schmelzofens erbaut, und ist von *Neuberg* stromaufwärts ³/₄ Stunden entfernt. Der innere Ofenschacht bildet bei demselben zwei mit der grössern Basis zusammenstossende vierseitige Pyramiden, wovon die Weite am Bodenstein oder das Gestell 2¹/₂ Fuss im Quadrat hat; vom Bodenstein bis zur Esseisenlage sind 15 Zoll. Der Kohlsack ist vom Bodenstein 12 Fuss entfernt und hat 5¹/₂ Fuss im Quadrat; die Gicht hat mit dem Gestelle eine gleiche Grösse. Das untere Esseisen liegt in der Mitte des Gestelles, das obere ist um 3 Zoll weiter gegen die Wasserwand gerückt.

Man zieht hier die vierekige innere Zustellung der runden vor, weil bei der letztern stärkere Steine wegen der konkaven Ausarbeitung genommen werden müssten, und weil die Zuhauungskosten der Steine weit beträchtlicher sind, da bei der runden Zustellung jeder Steinkranz eine andere Zirkellehre hat. Zu den Gestellsteinen wurde früher ein feuerfester grauwakenartiger Sandstein verwendet, der hier in der Nähe gebrochen wird, und eine *Campagne* von 60 Wochen gestattet, gegenwärtig hat man im Schachte die Anwendung von Porzellainziegeln versucht, mit welchen, wenn der Erfolg entspricht, eine runde innere Zustellung des Hochofens vorgenommen werden wird.

Zu jeder Seite des Hochofens steht ein eisernes Zylindergebläse, deren jedes aus zwei Zylindern mit 5 Fuss Durchmesser besteht. Der Kolben dieser Zylinder wird durch die vorhandene Wasserkraft mittelst eiserner Zugstangen, hölzerner *Balanciers* und exzentrischer hölzerner, mit eisernen Schienen beschlagener Räder 34¹/₂ Zoll hoch, sechsmal in der Minute hinauf und herab bewegt. Da dieses Gebläse einfach wirkt, so beträgt der Kubikinhalt der angesaugten Luft, nach dem Kolbenhube berechnet, in der Minute für einen Zylinder $3{,}_{1416} \cdot \frac{5^2}{4} \cdot \frac{34{,}_5}{12} \cdot 6 = 338{,}_7$ Kubikfuss, folglich für alle vier Zylinder $1354{,}_8$ Kubikfuss. Diess findet jedoch nur bei dem gewöhnlichen Gange Statt, indem das Gebläse bei einem schärfern Gange auch 7 Hübe in der Minute macht, folglich 1581 Kubikfuss Luft in der Minute angesaugt werden. Die Kompression, welche die ausströmende Luft ausübt, kann nicht angegeben werden, da kein Luftmesser vorhanden ist

Bei dem guten Gange des Hochofens werden gegenwärtig 85 Pfund *Altenberger*, 25 Pfund *Steinkogler*, 14 Pfund *Rettenbacher*, also zusammen 124 Pfund Eisensteine, dann 11 Pfund Kalkstein auf 50 Pfund weiche Kohlen gesetzt. Dieser Satz wird beiläufig 200mal während 24 Stunden in gleichen Zeiträumen von einander aufgegeben, und hiebei beträgt die wochentliche

Flossenerzeugung 750 Zentner und darüber. Im Jahre 1834 wurde der *Kaiser-Franz* Hochofen am 6. Mai wieder in Gang gesetzt und es wurden in der Woche von 25. bis 31. Mai, wo ich zum letzten Mal dieses Eisenwerk besichtigte, 672 Zentner Flossen und 18 Zentner Klaubeisen erzeugt, wobei das aus den Schlacken durch Pochen gewonnene Wascheisen noch nicht eingerechnet ist. In dieser Woche war der Satz im Durchschnitt 111 Pfund Eisensteine, 9 Pfund Kalk und 50 Pfund meistens fichtene Kohlen, welche in 24 Stunden 206mal aufgegeben wurden.

Die vorletzte *Campagne* dauerte $67^{1}/_{2}$ Wochen, nämlich vom 24. Februar 1831 bis 7. Juni 1832. Während dieser Zeit war der ganze Kohlenverbrauch 82940 *Vordernberger* Fass; die aufgegebenen gerösteten und abgewitterten Erze wogen 93036 Zentner 45 Pfund; die Flossenerzeugung war 37851 Zentner 27 Pfund und das Klaub- und Wascheisen hatte ein Gewicht von 1222 Zentner 56 Pfund. Die letzte *Campagne* vom 21. Dezember 1832 bis 19. October 1833 dauerte nur 43 Wochen, weil der Hochofen wegen Mangel an Kohlen früher ausgeblasen werden musste. In dieser *Campagne* wurden 72361 Zentner geröstete und abgewitterte Erze nebst 72341 *Vordernberger* Fass Kohlen aufgegeben. Die Flossenerzeugung war 29177 Zentner 45 Pfund und das Gewicht des Klaub- und Wascheisens 1745 Zentner 85 Pfund. In beiden *Campagnen* hatten sonach die aufgegebenen Eisensteine ein Gewicht von 165397 Zentner 45 Pfund, wozu 155281 *Vordernberger* Fass Kohlen beigesetzt und hieraus 69997 Zentner 13 Pfund Flossen, Klaub- und Wascheisen gewonnen wurde. Zur Erzeugung von 100 Pfund Roheisen wurden sonach 236 Pfund geröstete und abgewitterte Eisensteine, dann $2^{1}/_{5}$ *Vordernberger* Fass weicher Kohlen erfordert, wobei noch zu bemerken, dass unter dem letzten Masse der Kohleneinrieb schon begriffen ist. Nach den Resultaten dieser 2 *Campagnen* stellt sich daher der Gehalt der aufgegebenen gerösteten und abgewitterten Eisensteine auf $42^{1}/_{3}$ Prozent, der Roheisensteine aber auf beiläufig $^{3}/_{7}$ ihres Gewichtes. Wir erinnern noch, dass das Wascheisen durch Pochen erhalten, das Klaubeisen aber sogleich theils bei dem Zerschlagen der Schlacken, theils auch bei dem Zerschlagen der Flossen gewonnen wird. Beides wurde früher dem Hochofen in kleinen Parthien wieder aufgegeben, gegenwärtig wird es aber den Zerrennhämmern unmittelbar verabfolgt.

§. 406.

Die gewonnenen Flossen, welche bei dem Hochofen 4 bis 5 mal in 24 Stunden abgelassen worden, sind strahlig, manchmal halbgrau und werden bloss für den Bedarf der eigenen Stabeisen- und Blecherzeugung verwendet. Nach dem ämtlich verfassten Ausweisen über die Betriebs Resultate der hiesigen Eisenwerke vom Jahre 1820 bis 1832 wurden in diesen 13 Jahren 244686 Zentner Roheisen, Wasch- und Klaubeisen, demnach im Durchschnitte jährlich 18822 Zentner Flossen erzeugt.

Sämmtliche Flossen werden vor der Ablieferung an die Hämmer auf einem offenen Heerde gebraten. Dieser Heerd hat bloss auf den zwei schmälern Seiten die zur Tragung des Rauchfanges nöthige Mauerung, unterhalb aber gehen nach der Länge des Heerdes drei Luftkanäle, welche mit kleinern Flossenstücken belegt, darüber aber 315 Zentner Flossen mit der Kante auf ein Lager von Kohlen gestellt, und mit der Fläche an einander gelehnt werden. Man bedeckt sodann die ganze Flossenmasse mit kleinen Kohlen, und zündet dieselben durch den Luftkanal an. Der Zweck des Bratens der Flossen ist, selbe durch die Einwirkung der atmosphärischen Luft zum Theile zu entkohlen, und so deren Frischen im Zerrennheerde zu be-

schleunigen. Die Flossen dürfen demnach bei dem Braten nur allmählich bis gegen die Weissglühhitze gebracht, in keinem Falle aber abgeschmolzen werden. Man verwendet 2 Fass Kohlen zum Braten von 10 Zentner Flossen; der sich ergebende *Callo* oder Eisenabgang beträgt nicht ganz 1 Prozent, die Löhnung des Flossenbraters aber ½ kr. per Zentner Flossen. In acht Tagen setzt der Flossenbrater mit seinen Hülfsarbeitern zwei solche Braten an, glüht sie aus und räumt sie wieder ab.

Zur unmittelbaren Aufsicht bei dem Schmelzofen ist ein Schmelzmeister mit einem Wochenlohn von 2 fl. 30 kr., dann während der Schmelz-*Campagne* mit einer Zulage von 3 kr. per Schicht, endlich mit der Naturalfassung aufgestellt. Die Bedienung des Hochofens besteht in einer 12 stündigen Schicht aus vier Schmelzknechten, wovon zwei bei der Gicht mit Kohl- und Eisenstein-Setzen, die andern zwei unten in der Hütte beschäftigt sind, alle vier aber bei dem Flossenablassen, Schlakenabziehen, Aushebung der Flossenplatte aus dem Bette und deren Zerschlagung zusammen helfen. Im Ganzen sind daher nebst dem Schmelzmeister bei dem Hochofen 8 Arbeiter angestellt, deren jeder für eine 12 stündige Schicht 19 kr. Lohn und die Natural-Fassung im Limitopreise oder 21 kr. Lohn und die Naturalfassung im Gestehungspreise erhält. Ausserdem erhalten die Arbeiter 1 kr. Remunerazion für jeden Zentner, welcher über die Erzeugung von 420 Zentner wochentlich gewonnen wird, ferner 3 kr. für jeden Zentner Klaubeisen, welches bei der Abfuhr der Schlake aus der Hütte gesammelt wird, endlich 1 kr. für das Fass Praschenkohl, welches bei dem Durchrumpeln des Kohles abfällt. Für jeden Zentner Wascheisen, welches aus den Schlaken durch Pochen gewonnen und dann in mässigen Parthien auf der Gicht wieder aufgegeben oder gegenwärtig in den Zerrennhämmern mit Hammerschlag (sogenannten Sinter) verarbeitet wird, erhalten die betreffenden Pochleute 3 kr. C. M.

Im Militär-Jahr 1821 wurde ein Quantum von 10898 Zentner Flossen erzeugt, wofür die gesammten Schmelzkosten 18040 fl. 33 kr., oder im Durchschnitte für ein Zentner Roheisen . . . . 1 fl. 39 kr.
betrugen. Hiezu kommen die Kosten der Eisensteine. Zu einem Zentner Roheisen werden 3 Zentner geröstete Eisensteine erfordert, da aber der Röstungs-, Abwässerungs- und Fuhr-*Callo* 25 Prozent beträgt, so müssen 4 Zentner rohe Eisensteine mit den darauf fallenden Bergkösten per 11 kr. hiezu geschlagen werden; für 4 Zentner ist diess sonach . . . . — „ 44 „
endlich die an die k. k. Frohnamtskasse zu *Leoben* zu berichtigende Roheisenfrohn per Zentner mit . . . . — „ 10 „
hiernach berechnen sich die gesammten Erzeugungskosten eines Zentners Roheisen im Jahr 1821 mit . . . . 2 fl. 33 kr.
Im Militär Jahr 1822 wurden 19658 Zentner Roheisen mit einem Gesammtaufwande von 28077 fl. 15 kr., oder im Durchschnitte per Zentner mit . . 1 „ 25½ „
erzeugt. Hiezu wieder die Bergkösten von 4 Zentner Eisensteinen zu 11 kr. — „ 44 „
dann die Roheisenfrohn mit . . . . — „ 10 „
so berechnen sich im Jahr 1822 die Gestehungskosten eines Zentners Roheisens auf . . . . 2 fl. 19½ kr.
Auf gleiche Art ergaben sich die Gestehungskosten eines Zentners Roheisens im Jahre 1831 auf . . . . 2 fl. ¾ kr.

Der Preis, zu welchem dermalen eine obgleich nur sehr geringe Parthie Flossen an Private verkauft wird, ist 3 fl. C. M. per Zentner.

§. 407.

Die neueste Verbesserung, welche bei dem Hochofenbetriebe erst im Jahre 1834 eingeführt wurde, ist die Anwendung der Gichtflamme zum Brennen von Kalk. Zu diesem Zwecke wurde neben der Gicht des Hochofens ein Kalkofen aufgestellt, welcher eine Kubikklafter Kalksteine fasst; die Gichtflamme wird durch einen unten angebrachten Zug (Fuchs) in den Kalkofen geleitet und ist noch so wirksam, dass ein Brand in acht Tagen vollendet, der Gang des Hochofens aber dadurch keineswegs gestört wird. Die Auslagen für das Brennen eines Metzen Kalk kommen auf diese Art nur auf 5 kr. C. M., während selbe früher, wo der Kalk in eigenen Oefen gebrannt wurde, 15 kr. C. M. betrugen. Auf gleiche Art wird in Zukunft die Gichtflamme zum Brennen von Ziegeln und zum Rösten der Erze in demselben Ofen verwendet werden.

Es ist von Interesse, hier noch zweier Versuche zu erwähnen, welche bei dem *Franzisci*-Hochofen durch den Herrn Oberverweser *Hampe* in den letztern Jahren angestellt wurden. Der erste Versuch war die Einführung von Wasserdämpfen in den Hochofen, um zu sehen, welchen Einfluss diess auf den Schmelzprozess nehme. Zu diesem Behufe wurde ein Dampfapparat in dem Formgewölbe aufgestellt, welcher aus einer 8 N. Oe. Kubikfuss haltenden Retorte bestand, über deren Hals eine Röhre von $2\frac{1}{2}$ Zoll im lichten Durchmesser gesteckt, und in welche wieder eine eiserne Röhre gelegt wurde, die mit einer Verjüngung von $\frac{3}{4}$ Zoll im lichten Durchmesser so weit in die Form neben der Düse einmündete, als solches die Düse zuliess. Wind und Wasserdämpfe strömten zugleich neben einander in den Ofen.

Das jedesmalige Füllen der Retorte mit Wasser wurde von Zeit zu Zeit mit geringen Quantitäten erhitzten Wasser bewirkt. Die Heitzung geschah mit Kohlen und glühenden Platten. Der Erzsatz bestand im Durchschnitt in 122 Pfund, der Kalkzuschlag in 17 Pfund, und die Kohlgicht in $1\frac{1}{8}$ *Vord.* Fass. Der Verbrauch von Wasser betrug in 1 Stunde 430 Kubikzoll, und das verwendete Luftquantum in 1 Minute 1355 Kubikfuss. Der Versuch wurde durch 14 Tage fortgesetzt. Das Resultat war, dass der Ofen ganz unverändert blieb, und dass die Roheisenerzeugung weder gehoben, noch der Kohlverbrauch vermindert wurde. Die einzige Erscheinung, welche bei diesem Versuch auffallen musste, war die, dass die erzeugten Flossen sich mehr für die Stahlerzeugung zu qualifiziren schienen, und dass sie dem Heitzer bei ihrer Verarbeitung auf Weicheisen mehr Hindernisse in den Weg legten. Man erhielt auch bei weisser Schlacke kein vollkommen graues Roheisen, wie diess sonst zu geschehen pflegt.

Ein zweiter Versuch, welcher im Frühjahre 1833 bei demselben Hochofen gemacht wurde, bestand in der Anwendung von gespaltenem Holze statt der Kohlen. Das Holz wurde zu diesem Zweke in beiläufig 4 bis 5 Zoll lange und 3 bis 4 Zoll starke Stücke, wovon 61 bis 63 *Vord.* Fass eine massive Kubikklafter ausmachen, zersägt und gespalten, und von diesen Stücken immer 3 *Vord.* Fass mit 127 Pfund Erzen und 14 Pfund Kalk auf eine Gicht gesetzt. Der Versuch beschränkte sich nur auf 33 solcher Gichten, gab aber ein gutes Roheisen, und die Hoffnung, dass diese Schmelzmethode ausführbar seyn dürfte. Der Verbrauch von Luft war in einer Minute 1355 Kubikfuss. Den gemachten Vormerkungen zu Folge gingen vor dem Versuche 35 Gichten mit Kohl in 4 Stunden 57 Minuten ein.

schleunigen. Die Flossen dürfen demnach bei dem Braten nur allmählich bis gegen die Weissglühhitze gebracht, in keinem Falle aber abgeschmolzen werden. Man verwendet 2 Fass Kohlen zum Braten von 10 Zentner Flossen; der sich ergebende *Callo* oder Eisenabgang beträgt nicht ganz 1 Prozent, die Löhnung des Flossenbraters aber ½ kr. per Zentner Flossen. In acht Tagen setzt der Flossenbrater mit seinen Hülfsarbeitern zwei solche Braten an, glüht sie aus und räumt sie wieder ab.

Zur unmittelbaren Aufsicht bei dem Schmelzofen ist ein Schmelzmeister mit einem Wochenlohn von 2 fl. 30 kr., dann während der Schmelz-*Campagne* mit einer Zulage von 3 kr. per Schicht, endlich mit der Naturalfassung aufgestellt. Die Bedienung des Hochofens besteht in einer 12 stündigen Schicht aus vier Schmelzknechten, wovon zwei bei der Gicht mit Kohl- und Eisenstein-Setzen, die andern zwei unten in der Hütte beschäftigt sind, alle vier aber bei dem Flossenablassen, Schlakenabziehen, Aushebung der Flossenplatte aus dem Bette und deren Zerschlagung zusammen helfen. Im Ganzen sind daher nebst dem Schmelzmeister bei dem Hochofen 8 Arbeiter angestellt, deren jeder für eine 12 stündige Schicht 19 kr. Lohn und die Natural-Fassung im Limitopreise oder 21 kr. Lohn und die Naturalfassung im Gestehungspreise erhält. Ausserdem erhalten die Arbeiter 1 kr. Remunerazion für jeden Zentner, welcher über die Erzeugung von 420 Zentner wochentlich gewonnen wird, ferner 3 kr. für jeden Zentner Klaubeisen, welches bei der Abfuhr der Schlake aus der Hütte gesammelt wird, endlich 1 kr. für das Fass Praschenkohl, welches bei dem Durchrumpeln des Kohles abfällt. Für jeden Zentner Wascheisen, welches aus den Schlaken durch Pochen gewonnen und dann in mässigen Parthien auf der Gicht wieder aufgegeben oder gegenwärtig in den Zerrennhämmern mit Hammerschlag (sogenannten Sinter) verarbeitet wird, erhalten die betreffenden Pochleute 3 kr. C. M.

Im Militär-Jahr 1821 wurde ein Quantum von 10898 Zentner Flossen erzeugt, wofür die gesammten Schmelzkosten 18040 fl. 33 kr., oder im Durchschnitte für ein Zentner Roheisen . . . . 1 fl. 39 kr.
betrugen. Hiezu kommen die Kosten der Eisensteine. Zu einem Zentner Roheisen werden 3 Zentner geröstete Eisensteine erfordert, da aber der Röstungs-, Abwässerungs- und Fuhr-*Callo* 25 Prozent beträgt, so müssen 4 Zentner rohe Eisensteine mit den darauf fallenden Bergkösten per 11 kr. hiezu geschlagen werden; für 4 Zentner ist diess sonach . . . . — „ 44 „
endlich die an die k. k. Frohnamtskasse zu *Leoben* zu berichtigende Roheisenfrohn per Zentner mit . . . . — „ 10 „
hiernach berechnen sich die gesammten Erzeugungskosten eines Zentners Roheisen im Jahr 1821 mit . . . . 2 fl. 33 kr.

Im Militär Jahr 1822 wurden 19658 Zentner Roheisen mit einem Gesammtaufwande von 28077 fl. 15 kr., oder im Durchschnitte per Zentner mit . . 1 „ 25½ „
erzeugt. Hiezu wieder die Bergkösten von 4 Zentner Eisensteinen zu 11 kr. — „ 44 „
dann die Roheisenfrohn mit . . . . — „ 10 „
so berechnen sich im Jahr 1822 die Gestehungskosten eines Zentners Roheisens auf . . . . 2 fl. 19½ kr.

Auf gleiche Art ergaben sich die Gestehungskosten eines Zentners Roheisens im Jahre 1831 auf . . . . 2 fl. ¾ kr.

Der Preis, zu welchem dermalen eine obgleich nur sehr geringe Parthie Flossen an Private verkauft wird, ist 3 fl. C. M. per Zentner.

§. 407.

Die neueste Verbesserung, welche bei dem Hochofenbetriebe erst im Jahre 1834 eingeführt wurde, ist die Anwendung der Gichtflamme zum Brennen von Kalk. Zu diesem Zwecke wurde neben der Gicht des Hochofens ein Kalkofen aufgestellt, welcher eine Kubikklafter Kalksteine fasst; die Gichtflamme wird durch einen unten angebrachten Zug (Fuchs) in den Kalkofen geleitet und ist noch so wirksam, dass ein Brand in acht Tagen vollendet, der Gang des Hochofens aber dadurch keineswegs gestört wird. Die Auslagen für das Brennen eines Metzen Kalk kommen auf diese Art nur auf 5 kr. C. M., während selbe früher, wo der Kalk in eigenen Oefen gebrannt wurde, 15 kr. C. M. betrugen. Auf gleiche Art wird in Zukunft die Gichtflamme zum Brennen von Ziegeln und zum Rösten der Erze in demselben Ofen verwendet werden.

Es ist von Interesse, hier noch zweier Versuche zu erwähnen, welche bei dem *Franzisci*-Hochofen durch den Herrn Oberverweser *Hampe* in den letztern Jahren angestellt wurden. Der erste Versuch war die Einführung von Wasserdämpfen in den Hochofen, um zu sehen, welchen Einfluss diess auf den Schmelzprozess nehme. Zu diesem Behufe wurde ein Dampfapparat in dem Formgewölbe aufgestellt, welcher aus einer 8 N. Oe. Kubikfuss haltenden Retorte bestand, über deren Hals eine Röhre von 2½ Zoll im lichten Durchmesser gesteckt, und in welche wieder eine eiserne Röhre gelegt wurde, die mit einer Verjüngung von ¾ Zoll im lichten Durchmesser so weit in die Form neben der Düse einmündete, als solches die Düse zuliess. Wind und Wasserdämpfe strömten zugleich neben einander in den Ofen.

Das jedesmalige Füllen der Retorte mit Wasser wurde von Zeit zu Zeit mit geringen Quantitäten erhitzten Wasser bewirkt. Die Heitzung geschah mit Kohlen und glühenden Platten. Der Erzsatz bestand im Durchschnitt in 122 Pfund, der Kalkzuschlag in 17 Pfund, und die Kohlgicht in 1⅛ *Vord.* Fass. Der Verbrauch von Wasser betrug in 1 Stunde 430 Kubikzoll, und das verwendete Luftquantum in 1 Minute 1355 Kubikfuss. Der Versuch wurde durch 14 Tage fortgesetzt. Das Resultat war, dass der Ofen ganz unverändert blieb, und dass die Roheisenerzeugung weder gehoben, noch der Kohlverbrauch vermindert wurde. Die einzige Erscheinung, welche bei diesem Versuch auffallen musste, war die, dass die erzeugten Flossen sich mehr für die Stahlerzeugung zu qualifiziren schienen, und dass sie dem Heitzer bei ihrer Verarbeitung auf Weicheisen mehr Hindernisse in den Weg legten. Man erhielt auch bei weisser Schlacke kein vollkommen graues Roheisen, wie diess sonst zu geschehen pflegt.

Ein zweiter Versuch, welcher im Frühjahre 1833 bei demselben Hochofen gemacht wurde, bestand in der Anwendung von gespaltenem Holze statt der Kohlen. Das Holz wurde zu diesem Zweke in beiläufig 4 bis 5 Zoll lange und 3 bis 4 Zoll starke Stücke, wovon 61 bis 63 *Vord.* Fass eine massive Kubikklafter ausmachen, zersägt und gespalten, und von diesen Stücken immer 3 *Vord.* Fass mit 127 Pfund Erzen und 14 Pfund Kalk auf eine Gicht gesetzt. Der Versuch beschränkte sich nur auf 33 solcher Gichten, gab aber ein gutes Roheisen, und die Hoffnung, dass diese Schmelzmethode ausführbar seyn dürfte. Der Verbrauch von Luft war in einer Minute 1355 Kubikfuss. Den gemachten Vormerkungen zu Folge gingen vor dem Versuche 35 Gichten mit Kohl in 4 Stunden 57 Minuten ein.

schleunigen. Die Flossen dürfen demnach bei dem Braten nur allmählich bis gegen die Weissglühhitze gebracht, in keinem Falle aber abgeschmolzen werden. Man verwendet 2 Fass Kohlen zum Braten von 10 Zentner Flossen; der sich ergebende *Callo* oder Eisenabgang beträgt nicht ganz 1 Prozent, die Löhnung des Flossenbraters aber ½ kr. per Zentner Flossen. In acht Tagen setzt der Flossenbrater mit seinen Hülfsarbeitern zwei solche Braten an, glüht sie aus und räumt sie wieder ab.

Zur unmittelbaren Aufsicht bei dem Schmelzofen ist ein Schmelzmeister mit einem Wochenlohn von 2 fl. 30 kr., dann während der Schmelz-*Campagne* mit einer Zulage von 3 kr. per Schicht, endlich mit der Naturalfassung aufgestellt. Die Bedienung des Hochofens besteht in einer 12 stündigen Schicht aus vier Schmelzknechten, wovon zwei bei der Gicht mit Kohl- und Eisenstein-Setzen, die andern zwei unten in der Hütte beschäftigt sind, alle vier aber bei dem Flossenablassen, Schlakenabziehen, Aushebung der Flossenplatte aus dem Bette und deren Zerschlagung zusammen helfen. Im Ganzen sind daher nebst dem Schmelzmeister bei dem Hochofen 8 Arbeiter angestellt, deren jeder für eine 12 stündige Schicht 19 kr. Lohn und die Natural-Fassung im Limitopreise oder 21 kr. Lohn und die Naturalfassung im Gestehungspreise erhält. Ausserdem erhalten die Arbeiter 1 kr. Remunerazion für jeden Zentner, welcher über die Erzeugung von 420 Zentner wochentlich gewonnen wird, ferner 3 kr. für jeden Zentner Klaubeisen, welches bei der Abfuhr der Schlake aus der Hütte gesammelt wird, endlich 1 kr. für das Fass Praschenkohl, welches bei dem Durchrumpeln des Kohles abfällt. Für jeden Zentner Wascheisen, welches aus den Schlaken durch Pochen gewonnen und dann in mässigen Parthien auf der Gicht wieder aufgegeben oder gegenwärtig in den Zerrennhämmern mit Hammerschlag (sogenannten Sinter) verarbeitet wird, erhalten die betreffenden Pochleute 3 kr. C. M.

Im Militär-Jahr 1821 wurde ein Quantum von 10898 Zentner Flossen erzeugt, wofür die gesammten Schmelzkosten 18040 fl. 33 kr., oder im Durchschnitte für ein Zentner Roheisen . . . . 1 fl. 39 kr.
betrugen. Hiezu kommen die Kosten der Eisensteine. Zu einem Zentner Roheisen werden 3 Zentner geröstete Eisensteine erfordert, da aber der Röstungs-, Abwässerungs- und Fuhr-*Callo* 25 Prozent beträgt, so müssen 4 Zentner rohe Eisensteine mit den darauf fallenden Bergkösten per 11 kr. hiezu geschlagen werden; für 4 Zentner ist diess sonach . . . . — „ 44 „
endlich die an die k. k. Frohnamtskasse zu *Leoben* zu berichtigende Roheisenfrohn per Zentner mit . . . . — „ 10 „
hiernach berechnen sich die gesammten Erzeugungskosten eines Zentners Roheisen im Jahr 1821 mit . . . . 2 fl. 33 kr.

Im Militär Jahr 1822 wurden 19658 Zentner Roheisen mit einem Gesammtaufwande von 28077 fl. 15 kr., oder im Durchschnitte per Zentner mit . . 1 „ 25½ „
erzeugt. Hiezu wieder die Bergkösten von 4 Zentner Eisensteinen zu 11 kr. — „ 44 „
dann die Roheisenfrohn mit . . . . — „ 10 „
so berechnen sich im Jahr 1822 die Gestehungskosten eines Zentners Roheisens auf . . . . 2 fl. 19½ kr.

Auf gleiche Art ergaben sich die Gestehungskosten eines Zentners Roheisens im Jahre 1831 auf . . . . 2 fl. ¾ kr.

Der Preis, zu welchem dermalen eine obgleich nur sehr geringe Parthie Flossen an Private verkauft wird, ist 3 fl. C. M. per Zentner.

§. 407.

Die neueste Verbesserung, welche bei dem Hochofenbetriebe erst im Jahre 1834 eingeführt wurde, ist die Anwendung der Gichtflamme zum Brennen von Kalk. Zu diesem Zwecke wurde neben der Gicht des Hochofens ein Kalkofen aufgestellt, welcher eine Kubikklafter Kalksteine fasst; die Gichtflamme wird durch einen unten angebrachten Zug (Fuchs) in den Kalkofen geleitet und ist noch so wirksam, dass ein Brand in acht Tagen vollendet, der Gang des Hochofens aber dadurch keineswegs gestört wird. Die Auslagen für das Brennen eines Metzen Kalk kommen auf diese Art nur auf 5 kr. C. M., während selbe früher, wo der Kalk in eigenen Oefen gebrannt wurde, 15 kr. C. M. betrugen. Auf gleiche Art wird in Zukunft die Gichtflamme zum Brennen von Ziegeln und zum Rösten der Erze in demselben Ofen verwendet werden.

Es ist von Interesse, hier noch zweier Versuche zu erwähnen, welche bei dem *Franzisci*-Hochofen durch den Herrn Oberverweser *Hampe* in den letztern Jahren angestellt wurden. Der erste Versuch war die Einführung von Wasserdämpfen in den Hochofen, um zu sehen, welchen Einfluss diess auf den Schmelzprozess nehme. Zu diesem Behufe wurde ein Dampfapparat in dem Formgewölbe aufgestellt, welcher aus einer 8 N. Oe. Kubikfuss haltenden Retorte bestand, über deren Hals eine Röhre von $2^{1}/_{2}$ Zoll im lichten Durchmesser gesteckt, und in welche wieder eine eiserne Röhre gelegt wurde, die mit einer Verjüngung von $^{3}/_{4}$ Zoll im lichten Durchmesser so weit in die Form neben der Düse einmündete, als solches die Düse zuliess. Wind und Wasserdämpfe strömten zugleich neben einander in den Ofen.

Das jedesmalige Füllen der Retorte mit Wasser wurde von Zeit zu Zeit mit geringen Quantitäten erhitzten Wasser bewirkt. Die Heitzung geschah mit Kohlen und glühenden Platten. Der Erzsatz bestand im Durchschnitt in 122 Pfund, der Kalkzuschlag in 17 Pfund, und die Kohlgicht in $1^{1}/_{8}$ *Vord.* Fass. Der Verbrauch von Wasser betrug in 1 Stunde 430 Kubikzoll, und das verwendete Luftquantum in 1 Minute 1355 Kubikfuss. Der Versuch wurde durch 14 Tage fortgesetzt. Das Resultat war, dass der Ofen ganz unverändert blieb, und dass die Roheisenerzeugung weder gehoben, noch der Kohlverbrauch vermindert wurde. Die einzige Erscheinung, welche bei diesem Versuch auffallen musste, war die, dass die erzeugten Flossen sich mehr für die Stahlerzeugung zu qualifiziren schienen, und dass sie dem Heitzer bei ihrer Verarbeitung auf Weicheisen mehr Hindernisse in den Weg legten. Man erhielt auch bei weisser Schlacke kein vollkommen graues Roheisen, wie diess sonst zu geschehen pflegt.

Ein zweiter Versuch, welcher im Frühjahre 1833 bei demselben Hochofen gemacht wurde, bestand in der Anwendung von gespaltenem Holze statt der Kohlen. Das Holz wurde zu diesem Zweke in beiläufig 4 bis 5 Zoll lange und 3 bis 4 Zoll starke Stücke, wovon 61 bis 63 *Vord.* Fass eine massive Kubikklafter ausmachen, zersägt und gespalten, und von diesen Stücken immer 3 *Vord.* Fass mit 127 Pfund Erzen und 14 Pfund Kalk auf eine Gicht gesetzt. Der Versuch beschränkte sich nur auf 33 solcher Gichten, gab aber ein gutes Roheisen, und die Hoffnung, dass diese Schmelzmethode ausführbar seyn dürfte. Der Verbrauch von Luft war in einer Minute 1355 Kubikfuss. Den gemachten Vormerkungen zu Folge gingen vor dem Versuche 35 Gichten mit Kohl in 4 Stunden 57 Minuten ein.

schleunigen. Die Flossen dürfen demnach bei dem Braten nur allmählich bis gegen die Weissglühhitze gebracht, in keinem Falle aber abgeschmolzen werden. Man verwendet 2 Fass Kohlen zum Braten von 10 Zentner Flossen; der sich ergebende *Callo* oder Eisenabgang beträgt nicht ganz 1 Prozent, die Löhnung des Flossenbraters aber ½ kr. per Zentner Flossen. In acht Tagen setzt der Flossenbrater mit seinen Hülfsarbeitern zwei solche Braten an, glüht sie aus und räumt sie wieder ab.

Zur unmittelbaren Aufsicht bei dem Schmelzofen ist ein Schmelzmeister mit einem Wochenlohn von 2 fl. 30 kr., dann während der Schmelz-*Campagne* mit einer Zulage von 3 kr. per Schicht, endlich mit der Naturalfassung aufgestellt. Die Bedienung des Hochofens besteht in einer 12 stündigen Schicht aus vier Schmelzknechten, wovon zwei bei der Gicht mit Kohl- und Eisenstein-Setzen, die andern zwei unten in der Hütte beschäftigt sind, alle vier aber bei dem Flossenablassen, Schlakenabziehen, Aushebung der Flossenplatte aus dem Bette und deren Zerschlagung zusammen helfen. Im Ganzen sind daher nebst dem Schmelzmeister bei dem Hochofen 8 Arbeiter angestellt, deren jeder für eine 12 stündige Schicht 19 kr. Lohn und die Natural-Fassung im Limitopreise oder 21 kr. Lohn und die Naturalfassung im Gestehungspreise erhält. Ausserdem erhalten die Arbeiter 1 kr. Remunerazion für jeden Zentner, welcher über die Erzeugung von 420 Zentner wochentlich gewonnen wird, ferner 3 kr. für jeden Zentner Klaubeisen, welches bei der Abfuhr der Schlake aus der Hütte gesammelt wird, endlich 1 kr. für das Fass Praschenkohl, welches bei dem Durchrumpeln des Kohles abfällt. Für jeden Zentner Wascheisen, welches aus den Schlaken durch Pochen gewonnen und dann in mässigen Parthien auf der Gicht wieder aufgegeben oder gegenwärtig in den Zerrennhämmern mit Hammerschlag (sogenannten Sinter) verarbeitet wird, erhalten die betreffenden Pochleute 3 kr. C. M.

Im Militär-Jahr 1821 wurde ein Quantum von 10898 Zentner Flossen erzeugt, wofür die gesammten Schmelzkosten 18040 fl. 33 kr., oder im Durchschnitte für ein Zentner Roheisen	1 fl.	39 kr.
betrugen. Hiezu kommen die Kosten der Eisensteine. Zu einem Zentner Roheisen werden 3 Zentner geröstete Eisensteine erfordert, da aber der Röstungs-, Abwässerungs- und Fuhr-*Callo* 25 Prozent beträgt, so müssen 4 Zentner rohe Eisensteine mit den darauf fallenden Bergkösten per 11 kr. hiezu geschlagen werden; für 4 Zentner ist diess sonach	— ,,	44 ,,
endlich die an die k. k. Frohnamtskasse zu *Leoben* zu berichtigende Roheisenfrohn per Zentner mit	— ,,	10 ,,
hiernach berechnen sich die gesammten Erzeugungskosten eines Zentners Roheisen im Jahr 1821 mit	2 fl.	33 kr.
Im Militär Jahr 1822 wurden 19658 Zentner Roheisen mit einem Gesammtaufwande von 28077 fl. 15 kr., oder im Durchschnitte per Zentner mit . .	1 ,,	25½ ,,
erzeugt. Hiezu wieder die Bergkösten von 4 Zentner Eisensteinen zu 11 kr.	— ,,	44 ,,
dann die Roheisenfrohn mit	— ,,	10 ,,
so berechnen sich im Jahr 1822 die Gestehungskosten eines Zentners Roheisens auf	2 fl.	19½ kr.
Auf gleiche Art ergaben sich die Gestehungskosten eines Zentners Roheisens im Jahre 1831 auf	2 fl.	¾ kr.

Der Preis, zu welchem dermalen eine obgleich nur sehr geringe Parthie Flossen an Private verkauft wird, ist 3 fl. C. M. per Zentner.

§. 407.

Die neueste Verbesserung, welche bei dem Hochofenbetriebe erst im Jahre 1834 eingeführt wurde, ist die Anwendung der Gichtflamme zum Brennen von Kalk. Zu diesem Zwecke wurde neben der Gicht des Hochofens ein Kalkofen aufgestellt, welcher eine Kubikklafter Kalksteine fasst; die Gichtflamme wird durch einen unten angebrachten Zug (Fuchs) in den Kalkofen geleitet und ist noch so wirksam, dass ein Brand in acht Tagen vollendet, der Gang des Hochofens aber dadurch keineswegs gestört wird. Die Auslagen für das Brennen eines Metzen Kalk kommen auf diese Art nur auf 5 kr. C. M., während selbe früher, wo der Kalk in eigenen Oefen gebrannt wurde, 15 kr. C. M. betrugen. Auf gleiche Art wird in Zukunft die Gichtflamme zum Brennen von Ziegeln und zum Rösten der Erze in demselben Ofen verwendet werden.

Es ist von Interesse, hier noch zweier Versuche zu erwähnen, welche bei dem *Franzisci*-Hochofen durch den Herrn Oberverweser *Hampe* in den letztern Jahren angestellt wurden. Der erste Versuch war die Einführung von Wasserdämpfen in den Hochofen, um zu sehen, welchen Einfluss diess auf den Schmelzprozess nehme. Zu diesem Behufe wurde ein Dampfapparat in dem Formgewölbe aufgestellt, welcher aus einer 8 N. Oe. Kubikfuss haltenden Retorte bestand, über deren Hals eine Röhre von $2\frac{1}{2}$ Zoll im lichten Durchmesser gesteckt, und in welche wieder eine eiserne Röhre gelegt wurde, die mit einer Verjüngung von $\frac{3}{4}$ Zoll im lichten Durchmesser so weit in die Form neben der Düse einmündete, als solches die Düse zuliess. Wind und Wasserdämpfe strömten zugleich neben einander in den Ofen.

Das jedesmalige Füllen der Retorte mit Wasser wurde von Zeit zu Zeit mit geringen Quantitäten erhitzten Wasser bewirkt. Die Heitzung geschah mit Kohlen und glühenden Platten. Der Erzsatz bestand im Durchschnitt in 122 Pfund, der Kalkzuschlag in 17 Pfund, und die Kohlgicht in $1\frac{1}{8}$ *Vord.* Fass. Der Verbrauch von Wasser betrug in 1 Stunde 430 Kubikzoll, und das verwendete Luftquantum in 1 Minute 1355 Kubikfuss. Der Versuch wurde durch 14 Tage fortgesetzt. Das Resultat war, dass der Ofen ganz unverändert blieb, und dass die Roheisenerzeugung weder gehoben, noch der Kohlverbrauch vermindert wurde. Die einzige Erscheinung, welche bei diesem Versuch auffallen musste, war die, dass die erzeugten Flossen sich mehr für die Stahlerzeugung zu qualifiziren schienen, und dass sie dem Heitzer bei ihrer Verarbeitung auf Weicheisen mehr Hindernisse in den Weg legten. Man erhielt auch bei weisser Schlacke kein vollkommen graues Roheisen, wie diess sonst zu geschehen pflegt.

Ein zweiter Versuch, welcher im Frühjahre 1833 bei demselben Hochofen gemacht wurde, bestand in der Anwendung von gespaltenem Holze statt der Kohlen. Das Holz wurde zu diesem Zweke in beiläufig 4 bis 5 Zoll lange und 3 bis 4 Zoll starke Stücke, wovon 61 bis 63 *Vord.* Fass eine massive Kubikklafter ausmachen, zersägt und gespalten, und von diesen Stücken immer 3 *Vord.* Fass mit 127 Pfund Erzen und 14 Pfund Kalk auf eine Gicht gesetzt. Der Versuch beschränkte sich nur auf 33 solcher Gichten, gab aber ein gutes Roheisen, und die Hoffnung, dass diese Schmelzmethode ausführbar seyn dürfte. Der Verbrauch von Luft war in einer Minute 1355 Kubikfuss. Den gemachten Vormerkungen zu Folge gingen vor dem Versuche 35 Gichten mit Kohl in 4 Stunden 57 Minuten ein.

Hierauf aber gingen	**10**	**Gichten ein,**	**mit Holz à 3 Fass**	**in**	**3**	**Stunden**	**30**	**Minuten**
	5	„	„	„	**1**	„	**15**	„
	5	„	„	„	**1**	„	**15**	„
	5	„	„	„	**1**	„	**15**	„
	5	„	„	„	**1**	„	**15**	„
	3	„	„	„	**—**	„	**45**	„

Sodann wurden wieder Kohlen aufgegeben und es gingen 35 Gichten mit Kohl nach den Holzsätzen in 2 Stunden 44 Minuten ein.

§. 408.

Die erste Operazion, welcher die im Hochofen gewonnenen und gebratenen Flossen unterliegen, ist das Zerrennen derselben in den Zerrennfeuern und die Erzeugung von Grobeisen unter den Zerrennhämmern. Früher bestanden auf der Herrschaft *Neuberg* 4 Zerrennhämmer mit 7 Feuern, worin das Grobeisen, und 12 Streckhämmer, worin die verschiedenen Gattungen Stab- und Kunsteisen erzeugt wurden. Seit Einführung des Stabeisenwalzwerkes sind nur noch 4 Zerrennhämmer mit 8 Feuern und ein Streckhammer, der als Kunsthammer benützt wird, im Gange. In den Zerrennhämmern wird das zum Stabeisen und Blechwalzen nöthige Grob- oder Flammeisen erzeugt; da diess aber für den lebhaften Betrieb des Walzwerkes nicht hinreicht, so wird noch ein Theil des erforderlichen Grob- oder Flammeisens von Privaten angekauft.

Die Zustellung der *Neuberger* Zerrennfeuer ist die in *Oberösterreich* übliche. Bei jedem Feuer sind 2 hölzerne Spitzbälge aufgestellt, die durch Wasserkraft betrieben werden; bloss bei dem sogenannten Ländhammer sind vier Kastenbälge, wovon zwei immer zwei Feuer bedienen, vorhanden. Die Hämmer sind durchaus Schwanzhämmer, die durch Däumlinge unmittelbar von der Welle des Wasserrades betrieben werden, die Hammergerüste sind hinreichend massiv, aber von Holz.

In jedes Zerrennfeuer werden 170 bis 200 Pfund Flossen eingesetzt, und aus dem Deule (Taigl) unter dem Grobhammer 4 bis 5 Masseln von 12 bis 18 Zoll Länge und 6 Zoll Dicke gebildet. Diese Masseln werden abermals in das Feuer eingesetzt, und hieraus Grobeisenstücke, Zageln genannt, von 15 bis 20 Zoll Länge und beiläufig 1½ bis 2 Zoll Dicke unter dem Hammer erzeugt. Die Dimensionen dieser Zageln sind aber nach Verschiedenheit der Streckeisengattungen, die hieraus erzeugt werden sollen, auch verschieden.

In den Zerrennhämmern wird ununterbrochen, Tag und Nacht, von Montags früh 2 Uhr bis Samstag Mittags 12 Uhr in jeder Woche gearbeitet, wenn aber Feiertage eintreten, während derselben auch geruht. In der 24stündigen Hammerschicht werden bei einem Weichzerrennfeuer 6 bis 7 Deule erzeugt und zu Grobeisen ausgeschmiedet. Da nun in jedem Hammer zwei Feuer sind, so werden in demselben bei ununterbrochener Arbeit 64 bis 66 Deule oder 110 bis 125 Zentner Grobeisen erzeugt. Ein Schlag oder ein Hammer mit 2 Feuern liefert also jährlich 4800 bis 5000 Zentner Grobeisen und die ganze jährliche Erzeugung beträgt bei den oben genannten vier Zerrennhämmern mit 8 Feuern gegen 20000 Zentner.

Bei zwei Feuern sind 7 Personen, nämlich der Zerrennhammermeister und 6 Arbeiter angestellt. Von jedem übernommenen Zentner Roheisen hat dieser Meister 85 Pfund Grobeisen zu stellen, es sind ihm daher 15 Prozent als Eisenabbrand oder *Callo* passirt. Inzwischen beträgt dieser *Callo* nur 14$\frac{1}{10}$ Prozent. Dem Zerrennhammermeister sind ferner von jenem Eisen, welches in dem Kunsthammer sich als Schwall sammelt (den Pöckln oder Feuereisen) 25 Prozent, vom Streckhammersinter oder dem Walzwerkssinter 60 Prozent, endlich von dem zum Einrennen abgegebenen Abfalleisen 8 Prozent als *Callo* bewilligt.

Bei der vierteljährigen Inventur und Abrechnung wird der Abgang dem Hammermeister nach dem jedesmaligen Grobeisen-Preise von seiner Löhnung in Abzug gebracht, das Mehrausbringen aber mit der Hälfte des Grobeisen-Preises vergütet.

Für den erzeugten Zentner Grobeisen waren früher in Anbetracht des doppelten Zerrennens fünf, gegenwärtig aber für das einmalige Einrennen (welche Manipulazion seit dem Jahre 1827 hier eingeführt wurde) 4$\frac{1}{4}$ *Vord.* Fass Kohlen passirt. Der wirkliche Verbrauch besteht gewöhnlich in 4 *Vord.* Fass per Zentner Grobeisen. Für jeden Zentner Grobeisen beträgt der Zerrennerlohn 14$\frac{1}{2}$ kr., für jeden Zentner Militäreisen, welches von besserer Qualität seyn muss, 2 kr. mehr.

Bei vorkommenden Zeugarbeiten erhält der Meister für die volle Schicht 56 kr., der Heitzer 34 kr. und die übrigen Hammerarbeiter 24 kr. Das Eisenwerk verrechnet übrigens nur mit dem Meister, in dessen Kost und Wochen-, oder auch von ihm, nach der Geschicklichkeit des Arbeiters mit Zustimmung des Oberverwesamtes bestimmten Zentnerlohn, die übrigen Hammerarbeiter stehen. Die Naturalienfassung müssen diese Arbeiter nach jenen Preisen bezahlen, welche vom Materialamt monatlich nach den Gestehungskosten berechnet werden.

Die Hammerarbeiter können übrigens nicht wie die Bergarbeiter nach 14tägiger Aufkündigung aus der Arbeit treten, sondern sie werden, der bestehenden Hammerordnung gemäss, um Michaeli für das ganze folgende Jahr verdungen, wobei jeder nach Massgabe seiner Geschicklichkeit ein Geschenk von 10 bis 18 fl. C. M. unter dem Namen Leihkauf vom Werke erhält.

§. 409.

Die **Eisenstreckhämmer**, welche vor Einführung des Walzwerkes gebraucht wurden, waren von den Grobhämmern nur in der Grösse verschieden. Von jedem übernommenen Zentner Grobeisen hatte der Strecker 96 bis 97 Pfund, bei dem Militäreisen aber 93 bis 95 Ffund Streckwaare im Durchschnitte zu stellen. Der passirte *Callo* war also bei dem Zivileisen 3 bis 4 Prozent, bei dem Militäreisen betrug derselbe 5 bis 7 Prozent. Das über die Passirung gestellte Streckeisen wurde mit der Hälfte des Grobeisenpreises besonders bezahlt, der Abgang aber im Grobeisenpreise in Abzug gebracht. Für den erzeugten Zentner Streckeisen waren früher drei Fass Kohlen passirt, in der letztern Jahren aber betrug der Kohlenverbrauch einschlüsslich des Verbrauchs für die Kunstarbeiten nur 2$\frac{1}{10}$ Fass per Zentner Streck- und Kunsteisen. Bei jedem Hammer war ein Meister, ein Meisterknecht und ein Junge angestellt; die Erzeugung betrug für mittlere Streckgattungen im Durchschnitte 40 bis 50 Zentner wochentlich oder 2000 bis 2500 Zentner Streckeisen jährlich, bei einem Streck-Hammer. Die Aufbringung derjenigen Streckhämmer, welche bloss feines Streckeisen erzeugt haben, betrug höchstens in einem Jahre 800 bis 1000 Zentner mit einem Feuer. Der Arbeitslohn war für den Zentner nach der Anzahl Stangen bemessen, woraus derselbe bestand.

Diess	betrug	für	ordinäres Streckeisen	von		1	bis	6	Stangen	9	kr.
„	„	„	mittleres	„	„	7	„	10	„	12	„
„	„	„	feines	„	„	11	„	14	„	16	„
„	„	„	superfeines	„	„	15	„	18	„	21	„

Ferner für Frimmeisen I. Klasse von 19 bis 22 Stangen 27 kr.
„ „ „ II. „ „ 23 „ 26 „ 33 „
„ „ „ III. „ „ 27 „ 30 „ 40 „

Die Länge der Stäbe beträgt gegenwärtig meistens 9 Fuss, doch werden dieselben nach den Bestellungen auch in jeder andern Länge erzeugt. Das Militäreisen muss ebenfalls in den bestimmten Dimensionen hergestellt werden; diese Arbeit ist sehr schwierig, da das Streckeisen in 116 Gattungen, jede von einer festgesetzten Form erzeugt werden muss.

§. 410.

Im Militär-Jahre 1821 betrug die gesammte Erzeugung bei den Streck- und Kunsthämmern 11163 Zentner mit einem Verkaufspreise von 113958 fl., welches für den Zentner einen Durchschnitts-Verschleisspreiss von 10 fl. 12½ kr. gibt.

Im Jahre 1822 wurden die Preise herabgesetzt, der ganze Verschleiss gab 12870 Zentner zu einem Preise vom 113230 fl. 48 kr., welches den Durchschnittspreis von 8 fl. 48 kr. per Zentner gibt.

Im Jahr 1821 betrugen die gesammten Hammerkosten 50108 fl. 47 kr., welche auf 11163 Zentnern repartirt, einen Kostenbetrag von 4 fl. 29⅓ kr. per Zentner gaben.

Im Jahr 1822 waren die gesammten Hammerkosten 52961 fl. 58 kr., welche auf die erzeugten 12870 Zentner repartirt, für einen Zentner 4 fl. 7 kr. geben.

Im Jahr 1821 waren dagegen die Gestehungskosten eines Zentners Roheisen 2 fl. 33 kr., im Jahre 1822 aber nur 2 fl. 19½ kr. Unter diesen Kosten sind sämmtliche Berg-, Hütten-, Zeuggewölbs-, dann Proviant- und Waldamtskosten einbegriffen, und jedes Fass Kohl, welches aus den eigenen Waldungen erzeugt wird, mit einem Preise von 18 kr. per Fass in Rechnung genommen. Die Gestehungskosten eines Zentners Streckeisen stellen sich daher für das Jahr 1821 folgender Weise: die gesammten Hammerkosten . . . . . 4 fl. 29⅓ kr.
Bei der Grobeisen-Erzeugung sind 15 Prozent Abgang an Roheisen, und bei der Streckeisen Erzeugung abermal 5 Prozent Abgang an Grobeisen passirt, es steigt daher der im Streckeisen befindliche Roheisenwerth von 2 fl. 33 kr. auf 3 fl. 3⅔ kr. und wegen den weitern 5 Prozent auf . . . . . 3 „ 13 „
die Amts- und Gemeindekosten waren auf den Zentner reduzirt . . . 1 „ 14 „
daher die gesammten Gestehungskosten . . . . 8 fl. 56⅓ kr.
Im Jahr 1822 waren die Hammerkosten . . . . 4 fl. 7 kr.
Hierzu das verwendete Roheisen . . . . 2 „ 52½ „
und die Amts- und Gemeindekosten . . . . — „ 58½ „
Summa 7 fl. 58 kr.

§. 411.

Hinsichtlich der Kohlenerzeugung ist noch zu bemerken, dass der Kohlenbedarf nach einem 20jährigen Durchschnitte jährlich 155000 Fass, jedes zu 4 N. Oe. Metzen ausmacht. Die *Neuberger* obrigkeitlichen Waldungen, deren Flächeninhalt 25893 Joch 689 Quadratklafter beträgt und wovon das Eisenwerk 21363 Joch 250 Quadratklafter benützt, geben jährlich 7000 Kubikklafter Holz, welche massiv, oder ohne Zwischenräumen sind; das Holz wird in Stöcken von 8 Fuss Länge geschwemmt, der mittlere Durchmesser jedes Stockes mit einer Zange gemessen und nach der Formel $\frac{\pi \,.\, d^2 \, l}{4} = \frac{3{,}1416 \,.\, (d'')^2 \,.\, 8}{4 \,.\, 72 \,.\, 72 \,.\, 6} = \frac{(d'')^2}{4950}$ berechnet, d. h. man erhält den Inhalt eines 8 Fuss langen Stockes in Kubikklaftern, wenn $(d'')^2$ mit 4950 dividirt wird. Aus jeder massiven Kubikklafter werden 22½ Fass Kohlen erzeugt, welches sonach im Ganzen nach Abzug eines 20 prozentigen *Callo* und des Nutz- oder Säge- und Bauholzes jährlich bei 110000 *Vord.* Fass Kohlen gibt. Der Ueberrest zu dem obigen Bedarf wird mit 15 bis 16 kr. C. M. pr. Fass von den Bauern aus der Umgegend angekauft.

Die Verkohlung des aus den obrigkeitlichen Waldungen gewonnenen Holzes wird in liegenden Werkern vorgenommen. Man stellt dieselben auf trokenem ebenen Boden auf, schlägt zu drei Seiten 8 bis 10 Fuss hohe Pfähle ein, und schlichtet in den innern Raum die 8 Fuss langen Holzklötze. In einem solchen Schragen werden 6½ bis 7 Kubikklafter Holz geschlichtet, mit Kohllösche bedeckt, und dann angezunden.

Die gehörige Leitung des Feuers ist hiebei von Wesenheit, um das Verbrennen der Kohlen zu beseitigen und die gleichförmige Verkohlung des ganzen eingesetzten Holzes zu bewirken; dem Köhler wird für das gestellte Fass weicher Kohlen 1¼ kr., bei den harten buchenen Kohl aber 1¾ kr. Gedingslohn für die Verkohlung gezahlt.

§. 412.

Das Streckeisen- und Blechwalzwerk, welches im Jahre 1830 errichtet wurde, liegt zunächst dem Orte *Mürzsteg* in der sogenannten *Lanau* an dem *Mürz*-Flusse. Das Wasser wird mittelst eines Wehres zuerst in ein *Bassin* von 70 Klafter Länge, oben 17 und unten 15 Klafter Breite geleitet; dieses *Bassin* hat 6 Fuss Tiefe, ist durchaus pilotirt und sein Boden, so wie die Wände mit Bohlen verkleidet; es dient vorzüglich auch zur Aufnahme des Schwemmholzes, welches durch einen Rechen im freien Flusse aufgefangen bei schnellem Anwachsen des Wassers, wie es hier häufig der Fall ist, leicht fortgerissen werden könnte. Von dem untern Ende dieses grossen Wasserbehälters geht ein hölzernes Gerinne oder Fluther von 19 Fuss Breite und 42 Klafter Länge aus, an welchen zu beiden Seiten seiner Länge die Walzwerks- und Hammergebäude liegen, an seinem Ende aber das nicht verwendete Wasser in die *Mürz* abstürzt. Die Anlage dieses grossen Wasserbehälters erscheint nicht bloss in Hinsicht der Sicherung der Holzschwemme, sondern auch in Bezug auf die Wasserkraft sehr vortheilhaft; der Wasserstand ober den Schützen bleibt nämlich beinahe ungeändert, wogegen er sich bei den gewöhnlichen sehr langen und schmalen, in Steyermark üblichen hölzernen Gerinnen, schnell ändert, und dadurch eine Ungleichheit in der Arbeit bewirkt.

Das Gefälle vom Wasserspiegel in dem 19 Fuss breiten Gerinne bis zum Wasserspiegel in der *Mürz* beträgt 14 Fuss 3 Zoll; die zufliessende Wassermenge ist aber je nach dem Wasserstande sehr ungleich. Mit diesem Wasser wird ein Streckwalzwerksrad, zwei Blechwalzwerksräder und die Räder zweier Planierhämmer, welche sämmtlich unterschlächtig gebaut und in Kropfgerinnen aufgestellt sind, dann aber noch das oberschlächtige Rad des Drehwerkes und ein gleiches Rad für das Gebläse, zusammen also sieben Räder betrieben.

§. 413.

Das Streckeisenwalzwerk, welches Tab. 107 bis 109 dargestellt erscheint, ruht auf einem doppelten Rostwerke; es wurden nämlich zuerst Pfähle von 6 Fuss Entfernung fest Tab. 107. bis 109.

Tab. 107. bis 109. eingetrieben, hierauf Zangen und über dieselben Schweller von 15 Zoll Höhe und 20 Zoll Breite aufgezapft. Auf die letztern wurden wieder 3 Fuss hohe Säulen von 15 Zoll im Quadrat und über dieselben abermals Zangen und Schweller von 15 Zoll Höhe und 20 Zoll Breite befestiget. Ueber diese Schweller sind nun vierzöllige Gusseisenplatten A A, ... aufgelegt und mit starken Schrauben befestigt. Diese Schrauben sind 2 Zoll stark und gehen sowohl durch die Gusseisenplatten AA, als durch die obern Rostschwellen, und sind so fest angezogen, dass eine Verrückung derselben unmöglich wird. Die gusseisernen Gerüste sind mit den Platten A A aus einem Stücke gegossen, und haben die Form, wie Fig. 1, Tab. 107 und Fig. 1 bis 3, Tab. 108 zeigt.

Zwei solche Gerüste dienen zur Aufnahme eines Walzenpaares und werden durch die ¼zölligen Schraubenschliessen B B in der gehörigen Entfernung erhalten. Solcher Schliessen sind unten zwei und oben ebenfalls zwei, und sie werden durch eiserne Schlüssel, welche Fig. 4, Tab. 108 in der Vorder- und Seitenansicht zeigt, stets gehörig angezogen.

Ein Walzengerüst wiegt, wie es vom Gusswerke kommt, 35 Zentner, die vier Gerüste für die zwei Walzenpaare 140 Zentner. Der Guss ist gewöhnlicher Sandguss. Die zwei Walzen zunächst dem Wasserrade, welche das erste Walzenpaar bilden, haben einen Durchmesser
Fig. 3. und 4. Tab. 109. $a\,b = c\,d = 14\frac{1}{2}$ Zoll, und eine Länge $e\,f = 23\frac{1}{2}$ Zoll, so weit dieselben nämlich mit Vertiefungen oder Kalibern zur Aufnahme der zu walzenden Eisenstücke versehen sind. Zu jeder Seite dieses mittlern Theiles ist eine 4 Linien starke Scheibe, dann ein runder 9 Zoll starker Zapfen von 8 Zoll $= f\,g = e\,i$ Länge, und an einem Ende das viereckige 5½ Zoll im Quadrat haltende, 6 Zoll lange Stück g h, am andern Ende aber das 6½ Zoll lange achteckige Stück i k vorhanden.

Die Totallänge der untern Walze des ersten Walzenpaares ist also
$h\,k = 6'' + 8'' + 4''' + 23\frac{1}{2}'' + 4''' + 8'' + 6\frac{1}{2}'' =$ 4 Fuss 4 Zoll 8 Linien. Bei der darüber liegenden mit gleichen Vertiefungen versehenen Walze ist das Endstück i k viereckig, 5½ Zoll im Quadrat und 6 Zoll lang. Es beträgt also die Gesammtlänge dieser Walze 4 Fuss 4 Zoll 2 Linien.

Das zweite Walzenpaar hat dieselbe Länge, nur sind die Einkerbungen kleiner. Die eisernen Lehren zur Abdrehung der zwei Walzenpaare enthält Fig. 5 und 6 im halben Maasse; man sieht hieraus, wie die Vertiefungen gleichförmig und zwar mit Rücksicht auf die im Handel übliche Stärke des Quadrateisens abnehmen

Damit aber die zwei mit gleich grossen Vertiefungen versehenen, über einander liegenden Walzen sich genau in der gehörigen Lage erhalten, ist an jedem Ende der Einkerbungen der untern Walze eine Erhöhung von ¾ Zoll und auf der darüber liegenden Walze eine eben so grosse Vertiefung angebracht, durch deren genaues Ineinandergreifen jede Verschiebung der Walzen unmöglich wird.

Die Walzen wurden im k. k. Gusswerke zu *Maria-Zell* im Sandgusse erzeugt, abgedreht, und jeder Zentner der fertigen Walze mit 20 fl. C. M. berechnet. Anfangs hatte das erste Walzenpaar einen Durchmesser von 14½ und das zweite Walzenpaar von 14 Zoll, bei dem spätern Gebrauche wurden jedoch die untern Walzen mehr abgenützt, und sonach schwächer als die darüber liegenden Walzen.

Von Zeit zu Zeit müssen die Walzen, wenn sie an ihrer Oberfläche rauh und uneben geworden sind, wieder abgedreht werden. Bei dem Streckwalzwerk geschieht das Abdrehen auf dem in der Nähe des Walzwerkes aufgestellten Bohr- und Drehwerk und zwar jedesmal nach der Lehre. Bei dem Blechwalzwerke aber lässt man die Walzen und zwar die eine langsam, die zweite schneller in ihren Lagen laufen und dreht sie durch das scharf angehaltene

Tab. 108. Dreheisen ab. Das schnellere und langsamere Laufen erfolgt durch Stauung des Wassers bei einem Rade. Haben sich die Walzen bereits mehr abgenützt, und sind dieselben schwächer geworden, so müssen auch kleinere Getriebe oder Stirnräder RSRS womit die Walzen verbunden und die Bewegung von dem untern Paare auf das obere Paar übertragen wird, eingelegt werden. Solche Räder von ungleichem Durchmesser bedarf man daher immer mehrere.

Die 9 zölligen Zapfen der untern Walze liegen in einem metallenen Zapfenlager DEF, welches in die Walzständer eingelegt wird, und indem es zu beiden Seiten um etwas herabreicht, sich unverrückt in seiner Lage erhält.

Auch die obern Walzen laufen in einem gleichen 2 Zoll starken, metallenen Lager. Die Mischung des letztern besteht in 80 Pfund Messing mit einem Beisatze von 5 Pfund Zinn, aus derselben Masse sind auch die Schraubenmütter GH der obern Stellschrauben verfertiget. Seit einiger Zeit werden aber die Lager aus blossen alten, dem sogenannten Judenmessing, erzeugt.

Die obern Lager ruhen in dem gusseisenen Theile IK, welcher in einer Nuth des Walzenständers auf und ab bewegt werden kann, und die Form Fig. 8, hat. Ober diesem Theile liegt eine hölzerne Platte LM, und über derselben eine gusseiserne Druckplatte NO Fig. 7; diese Druckplatte ist zu jeder Seite mit einem Einschnitte, der bewegliche Theil IK aber, so wie das darunter liegende metallene Lager mit zwei Oeffnungen versehen. Durch dieselben und die im obern Theile der Walzständer angebrachten Oeffnungen werden eiserne Stangen PQ durchgesteckt, wodurch die Theile in der gehörigen Lage gegen einander gehalten werden.

§. 414.

Die Kronräder oder Getriebe zwischen den zwei Walzenpaaren Fig. 10, sind von Gusseisen und werden mit starken schmiedeisernen Ringen RR, SS, zu beiden Seiten beschlagen, um ihr Zerspringen zu vermeiden. Bei der Aufstellung des Walzwerkes werden die Kronräder zwischen den zwei Walzenpaaren mit ihrer vierekigen Oeffnung an die vierekigen Ende der Walzen eingeschoben und in den übrig bleibenden Spielraum dünne eiserne Schienen eingesteckt, damit eine feste Verbindung erfolge.

Das Anziehen der Walzen oder das Stellen derselben auf die gehörige Entfernung erfolgt mittelst der schmiedeisernen 5 Zoll starken Schrauben Fig. 11, die auch in dem Gusswerke zu *Maria-Zell* erzeugt wurden. Diese Schrauben gehen durch metallene Mütter GH, welche letztere in dem Kopfe der Walzständer Fig. 1 eingesetzt, und daselbst mit ihrer Rose und vier eingetriebenen eisernen Keilen gut festgehalten oder auch mit Blei vergossen werden. Die Bewegung der Schrauben erfolgt durch die Schlüssel, welche nach der Gestalt Fig. 6 erzeugt sind. Endlich wird auf jedes Zapfenlager mittelst eines dünnen Rohres T fortwährend Tab. 107. Wasser zugeleitet, um dessen Erhitzung zu vermeiden. Bei den Wasserradzapfen braucht man hölzerne Lager, in welchen sich die Zapfen weit weniger als bei den metallenen Lagern abnützen.

§. 415.

Ein Gegenstand von Wichtigkeit bei jedem Walzwerke ist die Verbindung oder Kuppelung der Walzen mit dem Betriebsrade. Man hat hier die Quadrat-Kuppelung Tab. 108. Fig. 9 gewählt. Dieselbe bestand früher aus einer schmiedeisernen Hülse UU von 12 Zoll

Tab. 107. und 108. Länge, 9 Zoll äusserer Dicke und 1½ Zoll Stärke, deren innere Weite sonach in jeder Seite 7 Zoll hatte. Gegenwärtig ist die Hülse nur 6 Zoll lang, um von dem Zapfen des konischen Rades an den Zapfen der Walze geschoben werden zu können, und das Streckwalzwerk ausser Betrieb zu setzen, während die zwei Glattwalzen noch fortgehen. Diese Hülse ist mit einer Oeffnung V versehen, um selbe mit einer eisernen Stange fassen und handhaben zu können.

Wird dieses Kuppelungsstück an den 6¼ Zoll starken achteckigen Endtheil der ersten untern Walze und an den viereckigen Endtheil des konischen Triebrades Fig. 2, Tab. 107 angesteckt, so bleibt ein hinreichender Spielraum, damit sich die Endtheile nach der zentrischen Linie der Walze und des konischen Rades fortwährend gehörig zu stellen vermögen. Man sieht von selbst, dass es sehr schwer sey, das Betriebsrad und die damit verbundene Walze genau in eine zentrische Linie zu stellen, und dass, wenn diess nicht erfolgt ist, bei einer Kuppelung ohne Spielraum sehr bald ein Sprengen der Kuppelung oder der Walze entstehen werde. Der Spielraum bei der Kuppelung erscheint daher als sehr wesentlich.

§. 416.

Da die Kuppelung für jedes Walzwerk von grösster Wichtigkeit ist, so werden noch andere Arten derselben als die eben beschriebene angewendet. Fig. 12, Tab. 108 stellt eine zylindrische Kuppelung vor. Es wird nämlich am Ende der Walze eine Nuss abcde von 8 bis 10 Zoll im Durchmesser angedreht, eine zylindrische gusseiserne Hülse AB von 3 bis 4 Zoll Stärke und 12 bis 14 Zoll Länge angesteckt und mittelst zweier leicht hinein passenden zweizölligen schmiedeisernen Bolzen m, n die Hülse mit dem Endstücke der Walze und dem Endstücke des Wasserradzapfens verbunden, hiebei bleibt der Walze noch immer eine kleine Drehung nach jeder Seite, nämlich ¼ Zoll bei a und eben so viel entgegengesetzt bei c. Diese Verbindung gibt einen weit ruhigern, sanftern Gang als die im vorigen §. beschriebene Quadratkuppelung, welche letztere die Walzwerkseigenthümer nicht mit Unrecht die „Klapperspindel“ nennen. Solche zylindrische Kuppelungen hat Herr *Söpper* mit vielem Erfolge in seinem grossen Blechwalzwerke bei *Scheibbs* in *Oberösterreich* angewendet.

Die Kuppelung mit gezahnter Scheibe Fig. 13 bis 15, ist auch mit Vortheil anzuwenden. Um nämlich den Bruch der Walzen zu beseitigen, besteht diese Kuppelung aus zwei gusseisernen Scheiben, deren eine mit hervorstehenden Zähnen A, B versehen ist, die in die grössern Oeffnungen der andern Scheibe eingreifen. a, b, c, d sind Verstärkungen nächst den Oeffnungen dieser zweiten Scheibe. Dringt nun z. B. eine Zange, wie es manchmal aus Versehen geschieht, zwischen die zwei Walzen, so wird hiedurch der Widerstand sogleich vergrössert und es bricht ein solcher gusseiserner Zahn A oder B ab, während die Walzen ganz bleiben. Diese Kuppelung ist in dem Walzwerke des Herrn Grafen *Ferdinand Egger* zu *Lippitzbach* in Kärnthen angewendet. Aehnliche nachgebende Kuppelungen haben wir bereits früher in diesem Bande kennen gelernt.

Es ist endlich bei der Einrichtung eines Walzwerkes noch zweckmässig, die Lager des Triebrades verrückbar mit Stellschrauben, wie Fig 3 und 4, Tab. 107 zu machen.

Auf dem Quadersteine A werden die gusseisernen Winkelplatten M, N fest aufgeschraubt, und nun mittelst der durchgehenden Schrauben C, D das Lager B so lange gerückt und endlich festgestellt, bis die Axe des Triebrades mit jener der Walzen in eine Linie zusammenfällt.

Diese Einrichtung haben die Herren *von Rosthorn* in ihrem Walzwerke zu *Wolfsberg* in *Kärnthen* mit Vortheil angewendet.

§. 417.

Wir bemerken noch, dass unter den Fussplatten der vier Ständer der Walzen und der zwei Ständer des konischen Betriebsrades ein Wasserableitungs-Gerinne geführt ist, um das Wasser, welches beständig auf die vier runden Walzenzapfen läuft, in das Mühlgerinne zurückzuführen. Da ferner die eisernen Kronräder C beständig mit Schmiere begossen werden, so ist unter denselben ein Blechkasten zum Sammeln der herabträufelnden Schmiere aufgestellt und ausserdem setzt man in diesen Kasten zu jeder Seite ein Blech bis zur Höhe des obern Getriebes auf, damit die Schmiere nicht hinausspritzt. Diese Bleche, so wie der Blechkasten zur Aufnahme der Schmiere und das vorgenannte Wasserableitungs-Gerinne erscheinen nicht in unserer Zeichnung. Eben so haben wir das zweite konische Rad ausgelassen, welches unter rechtem Winkel in das Fig. 2 dargestellte Triebrad eingreift, und an der Welle des Wasserrades befestigt ist.

Tab. 107. Fig. 1. und 2.

Dieses Wasserrad steht, wie schon früher bemerkt wurde, in einem Kropfgerinne, es ist nach Art der unterschlächtigen Räder von Holz, jedoch mit blechernen 4 Fuss 6 Zoll langen und 15 Zoll hohen Schaufeln gebaut. Dieser Schaufeln befinden sich 24 am Umfange des Wasserrades, dessen äusserer Durchmesser 12 Fuss 9 Zoll 6 Linien misst. Die Breite der Schützenöffnung und des Gerinnes ist 4 Fuss 6 Zoll, die Schaufeln des Rades haben also zu jeder Seite einen Spielraum von 2 Zoll, unten aber von 1 Zoll. Die Druckhöhe des Wassers beträgt vom Wasserspiegel bis zur Mitte der Schützenöffnung 9 Fuss, die Schütze wird bei der Quadrat-Eisenerzeugung $7\frac{1}{2}$ Zoll, und bei der Flach-Eisenerzeugung höchstens 10 Zoll hoch aufgezogen. Im erstern Falle ist also die in einer Sekunde einströmende Wassermenge $0{,}_{633} \cdot 4{,}_5 \cdot \frac{7{,}_5}{12} 2\sqrt{15{,}_5 \,.\, 9} = 42{,}_1$, im letztern Falle $0{,}_{633} \,.\, 4{,}_5 \cdot \frac{10}{12} \cdot 2\sqrt{15{,}_5 \,.\, 9} = 56{,}_1$ Kubikfuss.

§. 418.

Wir haben nun noch die Art anzugeben, wie die Grobeisenstücke zwischen die Walzen eingelassen werden. Diess ist aus den Profilen Fig. 5 bis 10, Tab. 107 ersichtlich; die Bewegung der Walzen ist hierin durch Pfeile angezeigt.

Fig. 5. bis 10.

Bei dem ersten Walzenpaare liegt auf der Einlasseite eine Gusseisenplatte Fig. 9, die ab = 2 Fuss $1\frac{1}{2}$ Zoll lang, ac = 14 Zoll breit ist, und auf deren Oberfläche dieselben Einkerbungen Fig. 8, wie bei den Walzen vorhanden sind. Diese Platte hat eine Neigung von 3 Zoll auf ihre Länge von 14 Zoll, und sie ruht auf zwei an den Walzständern angegossenen Vorsprüngen d d, in welche noch die eisernen Bolzen e e eingesetzt werden, um die Platte in ihrer unverrückten Lage zu erhalten.

Bei dem zweiten Walzenpaare ist auf der Einlasseite nur eine $\frac{3}{4}$ Zoll starke Einlasstange h Fig. 5 angebracht, die an beiden Enden herabgebogen und in die Oeffnungen der Vorsprünge f, g der Walzständer eingelassen ist. Auf der andern Seite, wo das gestreckte Eisen aus den Walzen heraustritt, sind zwei schmiedeiserne, mit einander verbundene Platten, die einen Kasten k n m o bilden, von $\frac{3}{4}$ Zoll Stärke und 10 Zoll Breite vorhanden, welche wie Fig. 7 zeigt, an ihrer innern Länge eben so, wie die Walzen, schief eingeschnitten sind, an welche sie daher genau anschliessen. Dieser Kasten ist auf dem Vorsprunge der Walzständer q befestigt, liegt auf der durchgehenden 2 Zoll hohen und 1 Zoll starken Stange p schief auf und zwar neigt er sich 1½ Zoll auf die Länge kn = om = 10 Zoll. Durch das genaue Anschliessen dieser zwei Platten wird der Eisensinter, welcher an den Walzen hängen bleibt, abgestreift, dadurch die Walzen fortwährend gereinigt, und eben so auch das Anhängen oder Ankleben der durchgehenden Eisenstücke an die Walzen verhindert.

Es ist noch zu bemerken, dass bei Erbauung des Walzwerkes ein eisernes Schwungrad neben der Wasserrads-Welle aufgestellt, und mit ihr durch eine Kette verbunden wurde. Man fand zwar, dass hiedurch die Arbeit sehr erleichtert sey, indem um ein Drittel weniger Wasser benöthigt wurde. War aber einmal die Maschine in Bewegung, so riss das Schwungrad alles fort, die Zähne der Getriebe brachen häufig ab, und das Maschinenwerk musste öfters ruhen. Der Nachtheil, welcher auf diese Art in ökonomischer Hinsicht entstand, und die Ueberzeugung, dass man mit Rücksicht auf die vielen Reparaturen ohne Schwungrad mehr Eisen zu walzen im Stande sey, veranlasste die Beseitigung desselben. Seit dieser Zeit sind auch nur wenig Theile gebrochen, und die Walzen, welche Anfangs 14½ Zoll Durchmesser hatten, konnten bis auf 11 Zoll Durchmesser abgedreht werden. Bei der jetzigen Einrichtung ist seit Jänner 1832 bis Mai 1834 nur eine einzige Streckwalze gebrochen, was in Rücksicht, dass eine 14 Zentner schwere Streckwalze mit 280 fl. *loco Maria-Zell* bezahlt wird, allerdings von Wichtigkeit erscheint.

Nebst den zwei Paar gerifften Walzen des Streckwalzwerkes sind noch ein Paar glatte Walzen zur Erzeugung des flachen Stabeisens aufgestellt; die Ständer und übrigen Maschinentheile sind auf gleiche Art, wie bei den beschriebenen gerifften Walzen konstruirt. Die Bewegung dieser zwei glatten Walzen erfolgt durch dasselbe Wasserrad, und es ist die Einrichtung getroffen, dass man durch Aus- und Einrückung der Kuppelung entweder beide Paare geriffte Walzen oder blos das eine Paar glatte Walzen betreiben kann.

Die Wahl der glatten Walzen zur flachen Stabeisen-Erzeugung statt der üblichen kanellirten Walzen fand wegen der grossen Verschiedenheit der Breite von den in *Neuberg* erzeugt werdenden flächern Zivil- und Militär-Eisensorten Statt, welche sehr viele Garnituren von Kaliberwalzen, und wegen der Auswechslung eine öftere Störung des Betriebes erfordert hätte. Eisenwerken, welchen grössere Grobeisenvorräthe zu Gebothe stehen, und die sich nicht mit der Militär-Eisenerzeugung beschäftigen, werden die Kaliberwalzen, wenn sie hiedurch die Planirhämmer ganz beseitigen können, grössern Vortheil, als dem *Neuberger* Werke bringen.

§. 419.

In dem Gebäude, worin sich das Streckwalzwerk befindet, ist auch das Blechwalzwerk aufgestellt. Diess besteht aus einem Walzenpaare, wobei jede Walze durch ein eigenes Wasserrad bewegt wird. Die Breite der Schützenöffnung der Blechwalzwerksräder ist 3 Fuss 1 Zoll, ihre Bauart gleicht jener des Streckwalzwerksrades, nur ist die Breite eines solchen Rades 4 Fuss 4 Zoll. Die Ständer der Blechwalzen sind auf gleiche Art, wie jene der Streckwalzen, nur viel massiver konstruirt; ein Ständer wiegt 65 Zentner. Die Länge des abgedrehten Theiles der Walze, womit das Blech erzeugt wird, ist 3 Fuss 6 Zoll, hiezu kommt zu jeder Seite ein runder Zapfen von 9 Zoll Länge und ein viereckigtes Kuppelungsstück von 6 Zoll Länge, die ganze Länge einer Blechwalze beträgt sonach 6 Fuss. Hat diese Walze den Durchmesser von 16 Zoll, so wiegt sie 25, bei einem Durchmesser von 18 Zoll aber 30 Zentner; der Zentner dieser abgedrehten Walzen wird *loco Maria-Zell* mit 12 fl. 30 kr. C. M. bezahlt.

In demselben Gebäude, wo die zwei Glattwalzen, vier Streckwalzen und zwei Blechwalzen aufgestellt sind, befinden sich noch zwei Oefen, in welchen das Grobeisen (die Zageln) bis zur Rothglühhitze erwärmt und dann zwischen den Walzen gestreckt werden. Ein solcher Flammofen besteht aus dem Aschenfall, dem Feuerungs-Raum, der Feuerbrücke, dem gewölbten Heerd, und der Esse. Es beträgt die Breite des Feuerungskanals 6 Fuss, die Länge 17 Zoll und die Höhe, vom Rost gerechnet, 24 Zoll. Die Höhe der Feuerbrücke vom Roste ist 8 Zoll und vom Heerde 5 Zoll. Die Stärke oder Länge der Feuerbrücke 12 Zoll, die Länge des Heerdes 8 Fuss 3 Zoll, seine Breite 3 Fuss 8 Zoll, die Höhe des Gewölbes 14 Zoll, die Höhe der Esse, vom Gewölbe gerechnet, 24 Fuss 6 Zoll, die Länge des Flammofens 15 Fuss, die Breite 10 Fuss 6 Zoll und die Höhe 7 Fuss 6 Zoll.

Laut den abgeschlossenen Rechnungen betrugen die Kosten des Walzwerkbaues 18447 fl., worunter alle Grund-Pilottirungen, der Bau dreier Wasserräder, nämlich eines für das Streckwalzwerk und zwei für das Blechwalzwerk, das verwendete Bau-Holz, die Beischaffung der ganzen Maschinerie beider Walzwerke, und zwar für das Streckwalzwerk zwei Paar geriffte und ein Paar glatte Walzen, dann für das Blechwalzwerk ein Paar glatte Walzen, endlich auch noch der Bau zweier Flammöfen begriffen ist.

Zur Erzeugung der Walzen und Schraubenspindeln wurde später ein Drehwerk von *St. Stephan* bezogen, und mit einem summarischen Unkosten-Betrag von 3612 fl. aufgestellt. Gegenwärtig werden die ordinären Maschinentheile nämlich: Lager und Kuppelungsstücke bei dem *Neuberger* Hochofen gegossen und nur die Walzen von *Maria-Zell* bezogen.

§. 420.

Bei dem Walzen des Stabeisens ist zu beobachten, dass vorerst das Grobeisen jenes Gewicht hat, welches der zu erzeugenden Gattung Stabeisen entspricht; das Grobeisen wird daher früher gewogen und sortirt. Sind die Grobeisenstücke im Flammofen auf die Rothglühhitze gebracht, so werden sie mit der Zange ergriffen und vor dem Vorwalzer auf der Einlasseite zwischen die grössten Kaliber eingelassen, von dem auf der entgegengesetzten Seite stehenden Arbeiter mit einer zweiten Zange ergriffen und über die Walzen dem Vorwalzer zugereicht, welcher sie mit seiner Zange sogleich wieder ergreift, und durch das nächste kleinere Kaliber gehen lässt. So gelangt das Eisen in immer schwächere Kaliber, indem es von einem zum andern, oder auch durch Ueberspringung eines Kalibers in das zweite schwächere geleitet wird. Als Hauptsache ist hier die Beschleunigung der Arbeit zu beobachten, damit man wo möglich eine jede Qualität Eisenstäbe in einer Hitze durch Walzen erzeugt. Das Streckwalzwerks-Wasserrad macht daher in *Neuberg* wenigstens 25 Umdrehungen in einer Minute, folglich die Walzen 50 Umdrehungen, da das konische Rad an den Walzen halb so viel Zähne als das Rad am Wasserrade, folglich die doppelte Geschwindigkeit hat. Das Eisen tritt aus dem letzten Kaliber noch so heiss, rothglühend heraus, dass es, ohne weiter erwärmt zu werden, unter einen Polierhammer gebracht, und ihm daselbst jene Glätte gegeben wird, welche die dortigen Käufer verlangen. Diese Planirung des gewalzten Stabeisens wird auch bei dem Werke zu *Wolfsberg* in *Kärnthen*, so wie zum Theil bei den Werken auf der *Quint* in *Rheinpreussen*, und zu *Seraing* in *Belgien* angewendet. Man sieht leicht, dass sie lediglich den Zweck hat, dem gewalzten Eisen jene äussere Form zu geben, welche in einigen Fällen die Gewohnheit der Käufer, in andern das Bedürfniss fordert. Die Qualität des Eisens wird hiedurch nicht geändert.

Das Streckwalzwerks-Personale in *Neuberg* besteht aus 2 Vorwalzern mit einem Wochenlohn à 4 fl. 36 kr.	9 fl. 12 kr.
2 Vorwalzern mit einem Wochenlohn à 3 fl. 30 kr.	7 „ — „
4 Auffangern mit einem Wochenlohn à 2 fl. 24 kr.	9 „ 36 „
2 Heitzern mit einem Wochenlohn à 3 fl.	6 „ — „
2 Jungen mit einem Taglohn à 15 kr.	3 „ — „
12 Arbeiter mit einem Wochenlohn von	34 fl. 48 kr.

Für die Flach-Eisenerzeugung sind noch zwei Vorwalzer und zwei Auffanger nöthig.

Diese Mannschaft arbeitet von 12 Uhr Nachts am Sonntage, bis 3 Uhr Nachmittags am Samstage, und erzeugt in dieser Zeit, wenn genug Wasser und ein hinreichender Vorrath und Auswahl von Grobeisen vorhanden ist, 300 bis 400 Zentner gewalztes Eisen, welches sämmtlich und gewöhnlich mittelst zweier Planirhämmer geglättet oder planirt wird. Der Planirhammer ist 3 Zentner schwer. Ein jeder dieser Hämmer ist durch die ganze Woche in ununterbrochenem Betrieb, und es sind bei beiden Hämmern zwei Meister, vier Knechte und zwei Jungen im Schichtenlohne angestellt. Der nachfolgende Ausweis enthält die Resultate einer in der jüngsten Zeit über den Eisenverlust bei der Zivilstreckeisen-Erzeugung vorgenommenen Probe.

Ausweis über die bei dem Streckwalzwerke zu *Lanau* vorgenommene Probe hinsichtlich des Eisenabbrandes.

Eisengattungen	Einwage an Grobeisen	Abwage				Erzeugtes			Erzeugter Sinter			Das erzeugte Ausschuss- und Abfalleisen	Der erzeugte Sinter
		an Streckeisen	an Blechschienen	an Biegleisen	Zusammen	Ausschusseisen	Absatzeisen	Zusammen	Beim Walzen	Beim Planiren	Zusammen	gibt durch Verarbeitung an Eisen	
	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund	Pfund
Rundeisen 3.	964	890	—	12	902	6	15	21	46	5	51	19	20
Stegreif 5. und 6.	5597	5004	315	—	5319	—	50	50	215	23	238	46	95
Rahmeisen 10.	1855	1704	—	50	1754	22	9	31	52	17	69	28	27
Rundeisen 10.	2150	2034	—	31	2065	20	12	32	50	9	59	29	20
Rahmeisen 10.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Rundeisen 12.	1301	1220	—	13	1233	12	3	15	61	—	61	13	24
Gittereisen 16.	1043	915	—	43	958	23	1	24	65	5	70	22	28
Rahmeisen 18.	604	526	—	13	539	10	2	12	40	17	57	11	22
Rundeisen 20.	1464	1369	—	17	1386	13	5	18	70	3	73	16	26
Leisteneisen 22. 1 Zoll breit	1239	1076	—	52	1128	30	2	32	68	14	82	29	32
Rahmeisen 26.	682	619	—	20	639	14	2	16	28	3	31	14	12
Rundeisen 34.	371	331	—	8	339	6	4	10	20	—	20	9	8
Summa	17270	15688	315	259	16262	156	105	261	715	96	811	236	314

Aus vorstehender Tabelle ergibt sich der Abbrand per Zentner Streckeisen ohne Berücksichtigung des wieder gewonnenen Eisens mit $5^{8}/_{10}$ Pfund, und mit Berücksichtigung des wieder gewonnenen Eisens bloss mit $2^{7}/_{10}$ Pfund, oder beiläufig $2^{2}/_{3}$ Prozent.

§. 421.

Die Vortheile des Walzwerkes gegen die früher bestandenen Streckhämmer sind den bisherigen Resultaten zu Folge vorzüglich folgende:

1^{tens}. Die Ersparung an Brennmateriale. Das frühere Strecken der ordinärsten Stabeisengattungen unter den Streckhämmern erforderte per Zentner 1 *Vord.* Fass Kohl, oder für eine Erzeugung von 300 Zentner ordinären Stabeisen 300 *Vord.* Fass Kohl; das Streckwalzwerk benöthigt dagegen für eine Arbeitswoche oder für die Erzeugung von 300 bis 400 Zentner der verschiedensten Eisensorten nach der vorgenommenen Probe $19^{3}/_{4}$ Klafter 32zölliges, oder $17^{1}/_{2}$ N. Oe. Klafter 36zölliges, oder 7 massive Kubikklafter Holz. Da nun eine massive Kubikklafter Holz $22^{1}/_{2}$ *Vord.* Fass Kohl gibt, so werden, das gebrauchte Holz auf Kohl reduzirt in einer Woche 157 oder in einem Jahre beiläufig 8000 *Vord.* Fass Kohl verbraucht, und hiedurch 15 bis 16000 Zentner Stabeisen und Blechschienen gestreckt. Das Walzwerk benöthigt sonach nur die Hälfte des Brennmaterials, welches früher in den Streckhämmern für die ordinärsten Stabeisengattungen erforderlich war.

2^{tens}. Im Walzwerke können weit minder geschickte Leute, als in den Hämmern verwendet werden, die Löhnungen der Walzwerksarbeiter sind daher auch geringer, als jene der Hammerarbeiter bemessen, und man ist bei einem Walzwerke von den Arbeitern weit weniger abhängig, als diess bei dem Hämmern der Fall ist.

3^{tens}. Mit einem Streckwalzwerke können in der That ganz ausserordentliche Leistungen bewirkt werden. So sind bei dem *Lanauer* Streckwalzwerk bei einem hinreichenden Wasserstande mit zwei Paar Gitter- und ein Paar Glättwalzen, zwei Flammöfen und 16 Arbeitern laut einem ämtlichen Ausweise bei einer Probe, die am 3. Dezember 1832 anfing, binnen $113^{2}/_{3}$ Stunden 371 Zentner 20 Pfund Streckeisen erzeugt worden. Dieses Eisen war von zehnerlei Gattung, wie es der nachstehende Ausweis zeigt.

Probe über die Leistungsfähigkeit des *Lanauer* Streckwalzwerkes mit zwei Flammöfen und sechzehn Arbeitern.

Angefangen am 3. Dezember 1832.

Die Heitzung hat in dem I. Flammofen nach der letzten Walzung gedauert		Die Heitzung hat in dem II. Flammofen nach der letzten Walzung gedauert		Dauer der Walzungen		Dauer der an dem Streckwalzwerk vorgenommenen Reperatur		Summarischer Zeitaufwand		Verzeichniss der erzeugten Eisensorten.	Gewicht der Erzeugung	
Std.	Min.	Std.	Min.	Std.	Min.	Std.	Min	Std.	Min.		Zent.	Pfd.
—	—	—	—	—	—	—	30	—	30	Lager Reparatur	—	—
—	—	—	—	2	45	—	—	2	45	Militär - Dünneisen Nr. 1	3	90
—	—	—	5	1	10	—	—	1	15	11. Gittereisen 9 Fuss lang	4	58
—	15	—	—	1	30	—	—	1	45	8. Federeisen 7 Fuss lang, 2 1/2 Zoll breit	6	—
—	—	—	5	4	30	—	—	4	35	„ „ „ „ „ „	19	45
—	10	—	—	1	—	—	—	1	10	„ „ „ „ „ „	5	66
—	—	—	—	—	9	—	—	—	9	Biegeleisen	—	30
—	—	—	10	1	50	—	—	2	—	Militär - Dünneisen Nr. 1	3	—
—	—	—	—	1	47	—	—	1	47	„ „ „	2	45
—	18	—	—	—	30	—	—	—	48	17. Rahmeisen 9 Fuss lang	1	50
—	25	—	—	—	37	—	—	1	2	„ „ „ „	1	50
—	—	—	—	—	31	—	—	—	31	„ „ „ „	1	50
—	—	—	—	1	8	—	—	1	8	26. „ „ „	2	—
—	—	—	—	1	38	—	—	1	38	„ „ „ „	2	30
—	—	—	33	1	52	—	—	2	25	21. „ „ „	3	75
—	20	—	—	—	27	—	—	—	47	„ „ „ „	1	25
—	—	—	20	1	25	—	—	1	45	Militär - Eisen Nr. 42, 9 Fuss lang .	11	—
—	15	—	—	1	15	—	—	1	30	14. Rahm - Eisen „ „ .	4	—
—	—	—	5	1	20	—	—	1	25	„ „ „ „ .	3	85
—	—	—	—	1	45	—	—	1	45	3 Reife à 33 Fuss Länge	2	60
—	20	—	—	5	—	—	—	5	20	8. Federeisen 7 Fuss lang, 2 1/2 Zoll breit	23	52
3	29	3	40	66	1	4	30	77	40	Verschiedene Gattungen Eisen . . .	267	9
5	32	4	58	98	10	5	—	113	40	Summa	371	20

Der Verbrand betrug bei den I. Ofen 10 1/4 N. Oe. Klafter 32zölligen Holzes
und bei den II. „ 9 2/4 „ „ „ „
Zusammen 19 3/4 N. Oe. Klafter 32zölligen Holzes.

Die Dauer der Heitzung des Grobeisens, welche hier angeführt erscheint, hat nur auf jenen Zeitraum Bezug, welcher zwischen je zwei Walzungen beobachtet wurde. Die Flammöfen sind wie gewöhnlich am Sonntage Abends geheitzt worden, und die Arbeit hat um Mitternacht begonnen. Diesem Versuche zu Folge könnte man bei dem *Lanauer* Werke in einer vollen Woche 400 Zentner und jährlich gegen 20000 Zentner Streckeisen erzeugen. Wird aber auf die grössern Reparaturen, welche bei einem erhöhten Betriebe eintreten, Rücksicht genommen, so lässt sich die jährliche Streckeisen-Erzeugung für zwei Paar Gitter- und ein Paar Glättwalzen nebst zwei Flammöfen auf 15 bis 16000 Zentner anschlagen. In Hinsicht des Eisenplanirens ist noch zu bemerken, dass dasselbe dem erzeugten Eisen nicht bloss ein besseres Ansehen gibt, sondern auch dazu beiträgt, die Glühspäne abzuschlagen, und die bei den Kanten des Eisens sich einfindenden Säume abzuschneiden.

§. 422.

Bei dem Walzen des Bleches werden die Flammeisen, nachdem sie gehörig sortirt und erhitzt sind, zuerst unter die Glättwalzen des Streckwalzwerkes gebracht, um dort zu Schienen bis auf beiläufig $\frac{1}{3}$ Zoll Dicke gestreckt zu werden. Bei der folgenden Erhitzung im Flammofen werden die zur bestimmten Länge abgeschnittenen Schienen unter die grossen Walzen des Blechwalzwerkes gebracht, und zwischen denselben bis zu der erforderlichen Länge und Stärke gewalzt. Hiebei ist zu bemerken, dass man die Lagen der Blechplatten übereinander öfter wechseln müsse, um eine gleichförmigere Ausdehnung aller Platten zu bewirken, und dass es zur Vermeidung des Zusammenschweissens der Platten sehr zuträglich ist, wenn zwischen dieselben etwas Kohlenstaub gebracht wird Die Blechwalzwerksräder in *Lanau* und die daran befestigten Walzen machen, wenn sie leer gehen, 32 Umdrehungen, bei voller Arbeit aber 25 bis 26 Umdrehungen in der Minute; hiebei ist die 42 Zoll breite Schütze $8\frac{1}{2}$ Zoll hoch gezogen, und es fliesst (weil bei dem höher liegenden Wasserrad der Wasserstand bis zur Mitte der Schützenöffnung 8 Fuss 6 Zoll, bei dem zweiten 7 Fuss 2 Zoll beträgt) auf das erste Rad 36,0 Kubikfuss, und auf das zweite 33,1 Kubikfuss, folglich auf beide Räder 69,1 Kubikfuss Wasser in der Sekunde.

Für das Schienenziehen wird etwas mehr Wasser verbraucht. Bei dem Blechwalzwerke in der *Lanau*, welches bloss aus einem Walzenpaare besteht, sind acht Arbeiter angestellt, nämlich:

1 Vorwalzer mit einem Wochenlohn von		5 fl.	— kr.
1 ,, ,, ,, ,, ,,		3 ,,	30 ,,
2 Heitzer ,, ,, ,, ,,	à 3 fl.	6 ,,	— ,,
2 Auffanger ,, ,, ,, ,,	à 2 fl. 24 kr.	4 ,,	48 ,,
1 Blechschneider ,, ,, ,,		3 ,,	— ,,
1 Junge mit ,, ,, ,,		1 ,,	30 ,,
8 Arbeiter mit einem Wochenlohn von		23 fl.	48 kr.

Zu dem Personale der zwei Walzwerke ist aber noch zu rechnen:

ein Meister mit einem Wochenlohn von	6 fl.	— kr.
zwei Einwäger mit täglich 20 kr.	4 ,,	— ,,
ein Zeugschmied, der zugleich bei dem Beschneiden des Eisens mithilft mit wochentlich	3 ,,	30 ,,
dann ein Holzförderjunge mit einem Taglohn von 15 kr.	1 ,,	30 ,,

Probe über die Leistungsfähigkeit des *Lanauer* Streckwalzwerkes mit zwei Flammöfen und sechzehn Arbeitern.

Angefangen am 3. Dezember 1832.

Die Heizung hat in dem				Dauer der Walzungen		Dauer der an dem Streckwalzwerk vorgenommenen Reparatur		Summarischer Zeitaufwand		Verzeichniss der erzeugten Eisensorten.	Gewicht der Erzeugung	
I.		II.										
Flammofen nach der letzten Walzung gedauert												
Std.	Min.	Std.	Min.	Std.	Min.	Std.	Min	Std.	Min.		Zent.	Pfd.
—	—	—	—	—	—	—	30	—	30	Lager Reparatur	—	—
—	—	—	—	2	45	—	—	2	45	Militär-Dünneisen Nr. 1	3	90
—	—	—	5	1	10	—	—	1	15	11. Gittereisen 9 Fuss lang	4	58
—	15	—	—	1	30	—	—	1	45	8. Federeisen 7 Fuss lang, 2½ Zoll breit	6	—
—	—	—	5	4	30	—	—	4	35	„ „ „ „ „ „	19	45
—	10	—	—	1	—	—	—	1	10	„ „ „ „ „ „	5	66
—	—	—	—	—	9	—	—	—	9	Biegeleisen	—	30
—	—	—	10	1	50	—	—	2	—	Militär-Dünneisen Nr. 1	3	—
—	—	—	—	1	47	—	—	1	47	„ „ „	2	45
—	18	—	—	—	30	—	—	—	48	17. Rahmeisen 9 Fuss lang	1	50
—	25	—	—	—	37	—	—	1	2	„ „ „ „	1	50
—	—	—	—	—	31	—	—	—	31	„ „ „ „	1	50
—	—	—	—	1	8	—	—	1	8	26. „ „ „	2	—
—	—	—	—	1	38	—	—	1	38	„ „ „ „	2	30
—	—	—	33	1	52	—	—	2	25	21. „ „ „	3	75
—	20	—	—	—	27	—	—	—	47	„ „ „ „	1	25
—	—	—	20	1	25	—	—	1	45	Militär-Eisen Nr. 42, 9 Fuss lang .	11	—
—	15	—	—	1	15	—	—	1	30	14. Rahm-Eisen „ „ .	4	—
—	—	—	5	1	20	—	—	1	25	„ „ „ „ .	3	85
—	—	—	—	1	45	—	—	1	45	3 Reife à 33 Fuss Länge	2	60
—	20	—	—	5	—	—	—	5	20	8. Federeisen 7 Fuss lang, 2½ Zoll breit	23	52
3	29	3	40	66	1	4	30	77	40	Verschiedene Gattungen Eisen . . .	267	9
5	32	4	58	98	10	5	—	113	40	Summa	371	20

Der Verbrand betrug bei den I. Ofen 10¼ N. Oe. Klafter 32 zölligen Holzes
und bei den II. „ 9²/₄ „ „ „ „
Zusammen 19¾ N. Oe. Klafter 32 zölligen Holzes.

Die Dauer der Heitzung des Grobeisens, welche hier angeführt erscheint, hat nur auf jenen Zeitraum Bezug, welcher zwischen je zwei Walzungen beobachtet wurde. Die Flammöfen sind wie gewöhnlich am Sonntage Abends geheitzt worden, und die Arbeit hat um Mitternacht begonnen. Diesem Versuche zu Folge könnte man bei dem *Lanauer* Werke in einer vollen Woche 400 Zentner und jährlich gegen 20000 Zentner Streckeisen erzeugen. Wird aber auf die grössern Reparaturen, welche bei einem erhöhten Betriebe eintreten, Rücksicht genommen, so lässt sich die jährliche Streckeisen-Erzeugung für zwei Paar Gitter- und ein Paar Glättwalzen nebst zwei Flammöfen auf 15 bis 16000 Zentner anschlagen. In Hinsicht des Eisenplanirens ist noch zu bemerken, dass dasselbe dem erzeugten Eisen nicht bloss ein besseres Ansehen gibt, sondern auch dazu beiträgt, die Glühspäne abzuschlagen, und die bei den Kanten des Eisens sich einfindenden Säume abzuschneiden.

§. 422.

Bei dem Walzen des Bleches werden die Flammeisen, nachdem sie gehörig sortirt und erhitzt sind, zuerst unter die Glättwalzen des Streckwalzwerkes gebracht, um dort zu Schienen bis auf beiläufig $\frac{1}{3}$ Zoll Dicke gestreckt zu werden. Bei der folgenden Erhitzung im Flammofen werden die zur bestimmten Länge abgeschnittenen Schienen unter die grossen Walzen des Blechwalzwerkes gebracht, und zwischen denselben bis zu der erforderlichen Länge und Stärke gewalzt. Hiebei ist zu bemerken, dass man die Lagen der Blechplatten übereinander öfter wechseln müsse, um eine gleichförmigere Ausdehnung aller Platten zu bewirken, und dass es zur Vermeidung des Zusammenschweissens der Platten sehr zuträglich ist, wenn zwischen dieselben etwas Kohlenstaub gebracht wird Die Blechwalzwerksräder in *Lanau* und die daran befestigten Walzen machen, wenn sie leer gehen, 32 Umdrehungen, bei voller Arbeit aber 25 bis 26 Umdrehungen in der Minute; hiebei ist die 42 Zoll breite Schütze $8\frac{1}{2}$ Zoll hoch gezogen, und es fliesst (weil bei dem höher liegenden Wasserrad der Wasserstand bis zur Mitte der Schützenöffnung 8 Fuss 6 Zoll, bei dem zweiten 7 Fuss 2 Zoll beträgt) auf das erste Rad 36,0 Kubikfuss, und auf das zweite 33,1 Kubikfuss, folglich auf beide Räder 69,1 Kubikfuss Wasser in der Sekunde.

Für das Schienenziehen wird etwas mehr Wasser verbraucht. Bei dem Blechwalzwerke in der *Lanau*, welches bloss aus einem Walzenpaare besteht, sind acht Arbeiter angestellt, nämlich:

		fl.	kr.
1 Vorwalzer mit einem Wochenlohn von		5 fl.	— kr.
1 „ „ „ „ „		3 „	30 „
2 Heitzer „ „ „ „	à 3 fl.	6 „	— „
2 Auffanger „ „ „ „	à 2 fl. 24 kr.	4 „	48 „
1 Blechschneider „ „		3 „	— „
1 Junge mit „ „ „		1 „	30 „
8 Arbeiter mit einem Wochenlohn von		23 fl.	48 kr.

Zu dem Personale der zwei Walzwerke ist aber noch zu rechnen:

	fl.	kr.
ein Meister mit einem Wochenlohn von	6 fl.	— kr.
zwei Einwäger mit täglich 20 kr.	4 „	— „
ein Zeugschmied, der zugleich bei dem Beschneiden des Eisens mithilft mit wochentlich	3 „	30 „
dann ein Holzförderjunge mit einem Taglohn von 15 kr.	1 „	30 „

In der Periode vom 1. August 1831 bis letzten Juli 1832 wurde mit Einschluss des Schienenziehens und Blechausglühens erzeugt:

Ordinär Schwarzblech	2892 Zentner
Dach- und Rohrblech	203 ,,
Radbüchsenplatten	32 ,,
zusammen erzeugte Waare	3127 Zentner.

Während dieser Periode war der wochentliche Holzverbrauch 10 bis 11 N. Oe. Klafter 32zölliges Scheitterholz. Um über die Grösse des Eisenabbrandes und der Abfälle bei dem Blechwalzwerke eine genaue Erfahrung zu erhalten, wurde bei einem unter genauer Aufsicht angestellten Versuche gefunden:

Stücke		Flammeisen		Hievon erhalten an						Zusammen		Anmerkung
				Blech		Abfalleisen		Sinter				
		Zent.	Pfd.	Zent.	Pfd.	Zent.	Pfd.	Zent.	Pfd.	Zent.	Pfd.	
—	Wurde zugewogen	10	2	7	16	1	34	—	—	8	50	Bei dem Schienenziehen wurden 16 Stund. verwendet.
23	,,	8	75	6	92	1	19	—	—	8	11	Bei dem Ueberstrecken 43 Stunden.
48	,,	14	5	10	45	1	8	—	—	11	53	Bei dem Abfertigen 41 Stunden.
50	,,	15	18	11	69	2	49	—	—	14	18	Bei dem Blechausglühen 8 Stunden.
21	,,	9	20	7	46	1	54	—	—	9	—	
90	,,	22	—	16	77	3	43	—	—	20	20	
—	Von den Blechschienen	—	—	—	—	3	10	2	69	5	79	
	Summa	79	20	60	45	14	17	2	69	77	31	

Da bei dem Abfalleisen 8 Prozent *Callo* eintritt, so geben 14 Zentner 17 Pfund wieder 13 Zentner 4 Pfund Flammeisen. Eben so geben 2 Zentner 69 Pfund Sinter mit 60 Prozent *Callo* 1 Zentner 8 Pfund Flammeisen. Werden diese zwei Gewichte zu dem Gewichte des Bleches von 60 Zentner 45 Pfund addirt, so erhält man 74 Zentner 57 Pfund, welche verglichen mit dem zugewogenen Flammeisen von 79 Zentner 20 Pfund einen *Callo* von 4 Zentner 63 Pfund, das ist 6 Prozent geben.

§. 423.

Zur bessern Beurtheilung der Leistung des *Lanauer* Walzwerkes folgt hier noch die Erzeugung in dem Militär-Jahr 1833, wobei wegen Grobeisenmangel zum Theil nur mit einem, zum Theil mit zwei Flammöfen gearbeitet wurde.

Militär - Jahr 1833	I.		II.		III.		IV.		Summa	
	Quartal									
	Zent.	Pfund	Zent.	Pfund	Zent.	Pfund	Zent.	Pfund	Zent.	Pfund
Ordinäres Streckeisen von 3 bis 6 Stangen	356	87	580	71	961	34	753	18	2652	10
Mittleres „ „ 7 „ 10 „	349	59	388	57	514	17	372	—	1624	33
Feines „ „ 11 „ 14 „	458	49	425	47	694	99	479	42	2028	37
Superfeines „ „ 15 „ 18 „	273	73	172	—	220	4	282	50	948	27
Frimmeisen I. Klasse „ 19 „ 22 „	85	24	77	—	149	1	145	50	456	75
„ II. „ „ 23 „ 26 „	62	—	74	50	130	50	70	50	337	50
„ III. „ „ 27 „ 30 „	49	—	53	50	39	56	58	—	200	6
Feder -Eisen „ 7 „ 10 „	596	—	349	—	395	—	463	—	1803	—
Wannen - „ . . .	76	72	4	17	31	98	40	72	153	59
Kunst - „ . . .	6	94	—	35	5	72	—	9	13	10
Mähring - „ . . .	6	91	18	95	22	78	15	—	63	64
Weidendekl - „ . . .	—	—	—	—	1	—	4	90	5	90
Band - „ . . .	68	70	45	49	37	50	71	74	223	43
Nagelschienen- „ . . .	68	—	32	—	—	—	—	—	100	—
Fassreif - „ . . .	13	67	6	21	—	—	12	23	32	11
Militär - „ . . .	409	32	377	88	205	5	158	89	1151	14
Summa	2881	18	2605	80	3408	64	2927	67	11793	29

Da in dem 4. Quartal das Streckwalzwerk wegen dem Wehrbau durch 1 Monat ausser Betrieb war, so käme für diese Zeit noch der 11. Theil des erzeugten Quantums zu addiren. Hiernach steigt die jährliche Erzeugung des Streckwalzwerkes, auf 12865 Zentner gestrecktes Streckeisen.

Nachstehende Tabelle gibt die während derselben Zeit hergestellte Blecherzeugung an:

Militär - Jahr 1833	I.		II.		III.		IV.		Summa	
	Quartal									
	Zent.	℔	Zent.	℔	Zent.	℔	Zent.	℔	Zent.	℔
Ordinäres Schwarzblech von 4 bis 60 Tafeln im Zentner	334	—	212	18	237	60	333	7	1116	85
Dachblech meistens 32 Zoll im Quadrat . . .	36	16	319	64	340	4	350	61	1046	45
Rohrblech	29	—	15	17	—	—	22	—	66	17
Radbüchsenplatten	35	50	28	64	42	18	62	49	168	81
Musterblech	—	—	—	—	146	81	3	28	150	9
Mohlplatten	—	—	—	—	4	20	7	22	11	42
Zusammen	434	66	575	63	770	83	778	67	2559	79

§. 424.

Wir haben nun noch die Kraft anzugeben, welche zum Walzen eines bestimmten Quantums Stabeisen erfordert wird. Nach §. 417. wird die Schütze bei der Erzeugung des Quadrateisens $7\frac{1}{2}$ Zoll hoch aufgezogen, in welchem Falle die auf das Rad strömende Wassermenge in der Sekunde $= 42{,}1$ Kubikfuss ist. Da nun das ganze Gefälle 14 Fuss 3 Zoll beträgt, so ist die in der Natur vorhandene Wasserkraft $= \frac{42{,}1 . 56{,}4 . 14{,}25}{4 . 100} = 84{,}6$ Pferden. Das Wasserrad ist trotz dem bedeutenden Gefälle unterschlächtig und es dürfte kaum der dritte Theil der vorhandenen Kraft nutzbringend verwendet werden. Diese Kraft wäre also $= \frac{1}{3} . 84{,}6 = 28{,}2$ Pferden.

Bei der Erzeugung des Flacheisens ist die in 1 Sekunde zufliessende Wassermenge $= 56{,}1$ Kubikfuss, und die wirklich ausgeübte Kraft $= \frac{56{,}1 . 56{,}4 . 14{,}25}{4 . 100} . \frac{1}{3} = 37{,}6$ Pferden. Die mittlere Kraft, welche das *Lanauer* Walzwerk ausübt, wäre daher $= \frac{1}{2}\,(28{,}2 + 37{,}6) = 32{,}9$ Pferden, womit nach Seite 564 beiläufig 330 Zentner Stabeisen in einer Woche erzeugt werden. Mit einer Wasserkraft von 1 Pferd liessen sich daher jährlich $52 . 10 = 520$ Zentner Stabeisen walzen.

Eine gleiche Berechnung lässt sich für das Blechwalzwerk machen. Da jedoch der Bau dieser ganzen Anlage in mechanischer Hinsicht, wie man leicht aus der Proporzionirung der Theile sieht, noch manches zu wünschen übrig lässt, demnach das Werk nur als ein gut gelungener Versuch, eine neue Industrie einzuführen, zu betrachten ist, so werden auch noch weit mehr und verlässigere Erfahrungen über die Kraft erfordert, die zum Walzen des Eisens oder Bleches erfordert wird. Wir hoffen, solche Erfahrungen in der Fortsetzung dieses Werkes mitzutheilen.

Bayerische Staatsbibliothek München

[illegible]

Bayerische StaatsBibliothek

Münchener DigitalisierungsZentrum Digitale Bibliothek

Gerstner, Franz Joseph <<von>>,

Handbuch der Mechanik

Bd.: 3[,1]

Wien 1834

BHS III 102-3,1
urn:nbn:de:bvb:12-bsb10708399-4